

Étude et modélisation d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe au CO₂

par

Clément ROUSSEAU

THÈSE PAR ARTICLES PRÉSENTÉE À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE
SUPÉRIEURE COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION
DU DOCTORAT EN GÉNIE
PH. D.

MONTREAL, LE 06 SEPTEMBRE 2017

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

©Tous droits réservés, Clément Rousseau

©Tous droits réservés

Cette licence signifie qu'il est interdit de reproduire, d'enregistrer ou de diffuser en tout ou en partie, le présent document. Le lecteur qui désire imprimer ou conserver sur un autre media une partie importante de ce document, doit obligatoirement en demander l'autorisation à l'auteur.

PRÉSENTATION DU JURY

CETTE THÈSE A ÉTÉ ÉVALUÉE

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Louis Lamarche, directeur de thèse
Département génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Mohamed Ouzzane, codirecteur de thèse
Chercheur à CANMET ENERGIE

M. Ilian Bonev, président du jury
Département génie de la production automatisée à l'École de technologie supérieure

M. Stanislaw Kaji, membre du jury
Département génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Vasile Minea, examinateur externe
Hydro-Québec - Laboratoire des technologies de l'énergie (LTE)

ELLE A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 30 AOÛT 2017

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Avant tout, je tiens à remercier mes parents qui m'ont aidé et soutenu pendant cette longue période de ma vie. Votre éducation et votre amour m'ont permis de repousser mes limites et atteindre un niveau dont je n'aurai pu que rêver.

Je ne pourrai pas dire à quel point je remercie mon directeur de recherche Louis Lamarche, sans ses conseils et son soutien je ne serai pas là aujourd'hui.

Merci à Mohamed Ouzzane, Parham Eslami, Messaoud Badache et Arash Bastani pour leurs accueils au CANMET Énergie de Varennes. Les conversations que nous avons eues m'ont permis d'orienter cette thèse sur une meilleure voie.

Un grand merci à Jean-Louis Comlan Fannou qui a été avec moi pendant une bonne partie de cette thèse.

Sans citer tous mes amis qui m'ont soutenu durant cette aventure, je voudrais particulièrement remercier François Noël et Mathieu Dupuis pour le soutien sans faille.

Finalement merci au personnel de l'ÉTS et du CANMET pour leurs conseils et leurs gentillesse.

ÉTUDE ET MODÉLISATION D'UNE POMPE À CHALEUR À EXPANSION DIRECTE AU CO₂

Clément ROUSSEAU

RÉSUMÉ

La demande d'énergie en perpétuelle expansion et l'appauvrissement des ressources naturelles forcent le monde scientifique à développer des technologies de chauffage moins coûteuses en énergie, comme les pompes à chaleur géothermique à expansion directe. La complexité de l'étude des PAC géothermique à expansion directe (DX) provient du fait que le fluide frigorigène change de phase dans l'échangeur présent dans le sol et que le fonctionnement est transitoire. Cela peut devenir encore plus complexe avec des fluides frigorigènes comme le CO₂, qui possèdent souvent un cycle transcritique. Dans cette étude, une méthode d'analyse d'une PAC DX au R22 et au CO₂ va être présentée. Celle-ci se basera sur une modélisation transitoire de la PAC DX. Cette méthode d'analyse permettra un meilleur développement de cette technologie dans l'industrie.

Un état de l'art des différents aspects de cette étude a été réalisé, cela a permis de développer une méthodologie permettant de répondre aux objectifs définis sous forme de trois articles de revue.

Une première étude sur l'échangeur de chaleur sol-réfrigérant R22 en mode chauffage a été réalisée en 2014. Un modèle numérique a été développé sous Comsol Multiphysic 4.2. Les résultats théoriques et ceux de mesures obtenues sur une pompe à chaleur géothermique à expansion directe existante à l'ETS ont été comparés pour valider ce modèle. La concordance entre les résultats théoriques et ceux de mesures est très acceptable étant donné que la différence sur la valeur du flux ne dépasse pas les 10%. Une étude paramétrique a ensuite été réalisée pour permettre l'optimisation du transfert de chaleur dans le sol. La conclusion de cette étude est que pour avoir un flux de chaleur extrait important, il faut une longueur optimale (évaporation complète avec une surchauffe faible), faible d'inclinaison du puits (donc moins de perte de charge dans l'échangeur) et un débit massique faible.

Ce modèle a été ensuite utilisé pour une étude complète d'une PAC géothermique DX au R22 en mode chauffage. Les résultats de cette étude ont fait l'objet d'un deuxième article. Ce modèle comprend les quatre éléments de la PAC géothermique: l'échangeur eau-réfrigérant, l'échangeur géothermique, le compresseur et le détendeur. La complexité de cette étude provient principalement de la méthode de couplage des différents composants et du contrôle de la surchauffe à l'entrée du compresseur. Ce modèle a ensuite été validé avec les résultats d'un test similaire à celui du premier article. Encore une fois, les différences des résultats entre le modèle et l'expérience sont très faibles, proches de 15% pour les flux de chaleur. Ce modèle nous a permis de réaliser une étude paramétrique sur la géométrie du puits. On a conclu que pour avoir une meilleure combinaison de COP et de Q_h , les puits doivent avoir,

VIII

une longueur permettant une surchauffe faible et le plus grand espacement possible entre les tuyaux sans augmenter le diamètre du puits.

Enfin une étude sur une PAC géothermique DX au CO₂ en mode chauffage a été réalisée en développant un modèle basé sur le modèle précédent. Ce modèle possède un cycle totalement différent des précédentes études, avec un cycle transcritique et un échangeur intermédiaire entre haute et basse pression. Des résultats expérimentaux générés par plusieurs tests réalisés à CANMET Énergie à Varennes ont permis de valider ce modèle. Deux études ont été réalisées par la suite : une étude paramétrique sur l'échangeur de chaleur intermédiaire ainsi qu'une étude sur un nouveau algorithme de contrôle de la pression optimale à la sortie du compresseur. Cela a permis de déterminer que pour un comportement optimal, combinaison de COP et Q_h élevé, le débit total doit passer dans l'échangeur intermédiaire et le nouvel algorithme créé pour la pression de sortie de compresseur doit être utilisé.

Pour conclure, les systèmes de PAC géothermique DX ont été étudiés avec différentes configurations, cycle Carnot traditionnel ou transcritique avec CO₂. Deux différents modèles numériques transitoires ont été validés avec des résultats d'expériences. Cela a permis de tirer de nombreuses conclusions sur les performances et proposer des recommandations pour la conception de ces systèmes. Une méthode de dimensionnement plus complexe pourra même être réalisée en utilisant ces modèles numériques dans une future étude.

Mots-clés : pompe à chaleur géothermique, expansion direct, modélisation, CO₂

MODELING AND EXPERIMENTAL VALIDATION OF A TRANSIENT DIRECT EXPANSION HEAT PUMP WITH CO₂

Clément ROUSSEAU

ABSTRACT

Geothermal heat pump technology is currently one of the most interesting technologies used to heat buildings. There are two designs used in the industry: geothermal heat pumps using a secondary ground loop and Direct Expansion (DX) ground source heat pump. The latter is less used, with one of the possible reasons being that less research has been carried out into the design of this sort of heat pump. In this study, a DX ground source heat pump CO₂ was analyzed to fill this gap. After a review of the state of the art of the aspect, three articles are going to respond to the objective of this study:

- Development of a transient ground evaporator model with R22 and CO₂;
- Development of a DX geothermal heat pump model with R22;
- Development of a DX geothermal heat pump model with CO₂;
- Analysis of a transient DX geothermal heat pump with CO₂ in heating mode.

In the first phase, a model of a transient ground exchanger in the evaporator mode with R22 was developed. This model was validated using a comparison with an experiment realized in the CTT of ÉTS Montréal. The difference between the output of the model (heat extraction and pressure drop) and the experiment was less than 10%. After that, a parametric study shows that to optimize the heat extraction; the length of the borehole needs to be optimal (complete evaporation with a small superheat), the angle between the borehole and the horizontal and the mass flow rate need to be small.

This model was used in the second part of this thesis to create a complete transient model of a DX heat pump in heating mode using R22. This model contained the four elements of the heat pump: exchanger R22-water, the geothermal exchanger, the compressor and the expansion valve. The complexity of this study is the transient coupling between this model and the control of the superheat at the entry of the compressor during time. Again here, this model was validated using a comparison with an experiment; the difference was low (less than 15%) for a 24-hour test. Using this model, a parametric study of the geometry of the ground exchanger was developed. In conclusion, to have the best heat extraction of the ground, the pipes shank spacing need to be maximized without increasing the borehole diameter.

The last part of this thesis is a study of a DX geothermal heat pump using CO₂ using the model previously developed. The thermodynamic cycle is changed in this model; a transcritical cycle is used with an intermediate heat exchanger between the high and low pressure. This model was validated using tests realized in CANMET Énergie at Varennes. A study on the use of the intermediate exchanger and a new control law of the pressure in the gas cooler were developed. This study concludes that to have the best performance, the intermediate

heat exchanger needs to be used at 100% (all the flow going to the exchanger) and the new law created needs to be implemented in the valve control system.

To conclude, the DX geothermal heat pump was been studied with different configurations: Carnot cycle and transcritical cycle with CO₂. Two transient models were developed and validated using experimental results. Using these models a lot of recommendations for the design of this technology was developed. A more complex design method can be developed using these models in a future study.

Keywords: geothermal heat pump, direct expansion, model, CO₂

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
0.1 Problématique	1
0.2 Les pompes à chaleur à expansion directe	1
0.3 Le CO ₂	5
0.3.1 Historique	5
0.3.2 Fluide supercritique	7
0.4 Objectifs	9
0.5 Contenu de la thèse	9
CHAPITRE 1 ÉTAT DE L'ART	11
1.1 Revue bibliographique sur les GCHP DX et PAC CO ₂	11
1.1.1 Les GCHP DX	11
1.1.2 Les PAC CO ₂	15
1.2 Revue bibliographique sur la modélisation diphasique et supercritique	18
1.2.1 Modélisation diphasique	18
1.2.2 Modélisation supercritique	21
1.3 Conclusion	24
CHAPITRE 2 MODELING AND EXPERIMENTAL VALIDATION OF A TRANSIENT DIRECT EXPANSION GEOTHERMAL HEAT EXCHANGER	25
2.1 Abstract	25
2.2 Introduction	26
2.3 Theory	29
2.3.1 Flow of R22	30
2.3.2 Pipe	33
2.3.3 Grout	34
2.3.4 Ground	35
2.4 Model	35
2.5 Results	38
2.5.1 Validation	38
2.5.2 Parametric study	48
2.6 Conclusion	52
CHAPITRE 3 MODELING AND EXPERIMENTAL VALIDATION OF A TRANSIENT DIRECT EXPANSION HEAT PUMP	53
3.1 Abstract	53
3.2 Introduction	53
3.3 Theory	56
3.3.1 Compressor	57
3.3.2 Condenser	58

3.3.3	Expander	59
3.3.4	Evaporator	60
3.4	Model	64
3.5	Results	68
3.5.1	Validation	68
3.5.2	Long-term testing	74
3.5.3	Temporal variation	76
3.5.4	Parametric study	79
3.6	Conclusion	81

CHAPITRE 4 TRANSIENT MODEL OF A VERTICAL DIRECT EXPANSION GROUND SOURCE HEAT PUMP WITH CO₂

4.1	Abstract	83
4.2	Introduction	83
4.3	Theoretical model	87
4.3.1	Compressor	87
4.3.2	Gas cooler	89
4.3.3	Intermediate exchanger	90
4.3.4	Expanders	91
4.3.5	Evaporator	92
4.3.5.1	Refrigerant: CO ₂	93
4.3.5.2	Pipe, grout and ground	94
4.3.5.3	Boundary conditions	96
4.3.6	Off-mode conditions	96
4.4	Experimental validation	97
4.4.1	Results	99
4.4.2	Temporal variation	105
4.4.3	Impact of the intermediate heat exchanger on the COP	107
4.4.4	Law of the compressor	107
4.5	Conclusion	111

CONCLUSION

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 0.1 Comparaison des fluides frigorigènes.....	7
Tableau 1.1 Résumé conclusion PAC DX.....	14
Tableau 1.2 Résumé conclusion PAC CO ₂	17
Tableau 1.3 Résumé corrélation modèle diphasique	20
Tableau 1.4 Résumé modélisation supercritique	23
Tableau 2.1 Parameters of the model.....	41
Tableau 3.1 Parameters of the compressor	57
Tableau 3.2 Initial Condition	65
Tableau 3.3 Parameters of model	67
Tableau 3.4 Parametric study: length of the borehole	80
Tableau 3.5 Parametric study: diameter of the borehole	80
Tableau 3.6 Parametric study: distance between pipe	80
Tableau 4.1 Parameters of the compressor	89
Tableau 4.2 Constant in the model	98
Tableau 4.3 Experiment and model comparison	105

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 0.1 Schéma PAC	2
Figure 0.2 Exemple diagramme enthalpique R-134a	2
Figure 0.3 Température du sol en fonction de la profondeur	3
Figure 0.4 PAC à boucle secondaire	4
Figure 0.5 PAC à expansion directe	4
Figure 0.6 Période d'utilisation des fluides frigorigènes	6
Figure 0.7 Variation chaleur massique du CO ₂ proche du point critique.....	8
Figure 0.8 Cycle transcritique du R744, CO ₂	8
Figure 2.1 Direct expansion heat pump.....	28
Figure 2.2 Ground heat exchanger	29
Figure 2.3 Model	30
Figure 2.4 Thermal resistances of the borehole	34
Figure 2.5 Schematic of the experimental device in heating mode.....	37
Figure 2.6 Schematic of the borehole.....	37
Figure 2.7 Two-dimensional model of the ground.....	38
Figure 2.8 Pressure at z=10 m for descending flow	39
Figure 2.9 Enthalpy at the entry of the evaporator.....	39
Figure 2.10 Mass flow rate at the entry of the evaporator	40
Figure 2.11 Temperature at z=10 meter in the descending flow.....	42
Figure 2.12 Temperature at z=34 meter in the descending flow.....	43
Figure 2.13 Temperature at z=40 meters	43
Figure 2.14 Temperature at z=34 meters in the ascending flow	44

Figure 2.15	Temperature at $z=10$ meters in the ascending flow	44
Figure 2.16	Difference between the temperature of the pipe in the model and in the experiment.....	45
Figure 2.17	Pressure at the exit of the exchanger.....	46
Figure 2.18	Enthalpy at the exit of the exchanger.....	47
Figure 2.19	Superheat.....	48
Figure 2.20	Parametric study of the mass flow rate	49
Figure 2.21	Parametric study of the length of the borehole	50
Figure 2.22	Parametric study of the angle of the borehole	51
Figure 3.1	Direct expansion heat pump.....	56
Figure 3.2	Evaporator model.....	62
Figure 3.3	Schematic of experimental device in heating mode	65
Figure 3.4	Entry and exit of all the models	66
Figure 3.5	Pressure in the condenser.....	68
Figure 3.6	Pressure in the evaporator.....	69
Figure 3.7	Enthalpy in the condenser.....	70
Figure 3.8	Enthalpy in the evaporator.....	70
Figure 3.9	Mass flow rate at the entry of the evaporator	71
Figure 3.10	Heat flux in the condenser	72
Figure 3.11	Difference between Q_l , Q_h and W_c in the experiment and model.....	73
Figure 3.12	Superheat and ground temperature	74
Figure 3.13	Heat flux and work of the compressor.....	75
Figure 3.14	COP of the heat pump.....	75
Figure 3.15	Change of the superheat set	77
Figure 3.16	Impact of the water entry temperature on Q_h	78

Figure 3.17	Impact of the water entry temperature on the COP	78
Figure 3.18	Parametric study of the ground exchanger.....	79
Figure 4.1	Direct expansion heat pump in CO ₂	86
Figure 4.2	Heat capacity of supercritical CO ₂	89
Figure 4.3	1D Evaporator model.....	94
Figure 4.4	2D Evaporator model.....	95
Figure 4.5	Percentage of bypass of the intermediate heat exchanger	99
Figure 4.6	Pressure in the system.....	100
Figure 4.7	Flow rate in the experiment	100
Figure 4.8	Temperature of CO ₂ for the gas cooler	101
Figure 4.9	Temperature of water for the gas cooler	101
Figure 4.10	Profile of the temperature in the borehole after 150 seconds following the launch of the compressor.....	102
Figure 4.11	Profile of the temperature in the borehole after 500 seconds following the launch of the compressor.....	103
Figure 4.12	Profile of the temperature in the borehole after one hour following the launch of the compressor	103
Figure 4.13	Differences between Q_l , Q_h and W_{comp} in the experiment and model.....	104
Figure 4.14	Variation of pressure in the gas cooler after a change of water entry temperature	106
Figure 4.15	Variation Q_h , Q_l and W_c after a change of water entry temperature.....	106
Figure 4.16	Impact of X_x on the COP.....	107
Figure 4.17	Pressure at the exit of the compressor of different control laws.....	109
Figure 4.18	Q_h and COP for different control laws.....	110

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

CO₂ ou R744 Dioxyde de carbone

COP Coefficient de performance

DX Direct Expansion, Expansion directe

GCHP Ground coupled heat pump, pompe à chaleur géothermique

PAC Pompe à chaleur

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

A	Internal section of the pipe (m^2)
C_p	Specific heat ($J/kg.K$)
C_c	Cylinder clearance (m)
D_e	External diameter of the pipe (m)
D_i	Internal diameter of the pipe (m)
D_b	Extern diameter of the borehole (m)
f	Friction factor
f_r	Compressor pulsation frequency (Hz)
G	Mass flux ($kg/s.m^2$)
g	Gravitational acceleration (m/s^2)
H_r	Heat transfer coefficient between the pipe and the flow ($W/m^2.K$)
H_s	Heat transfer coefficient between the pipe and the grout ($W/m^2.K$)
H_p	Heat transfer coefficient between the grout and the ground ($W/m^2.K$)
h	Specific enthalpy (J/kg)
h_{fg}	Enthalpy of Phase Changes (J/kg)
k	Thermal conductivity ($W/m.K$)
L	Length of the pipe (m)
\dot{m}	Mass flow rate (kg/s)
n	Polytropic exponent
Q_h	Heat flux of the condenser (kW)
Q_l	Heat flux of the evaporator (kW)
v	Speed of the R22 or CO ₂ (m/s)
V_{comp}	Clearance volume (m^3)
P	Pressure (Pa)
Pr	Prandtl Number
Re	Reynolds Number
R	Rayon (m)
T	Temperature (K)
t	Time (s)
W_c	Work of the compressor (kW)
W_{comp}	Work of the compressor (kW)
x	Quality of Vapour
z	Depth (m)

Greek

ρ	Density (kg/m^3)
μ	Dynamic viscosity (Pa.s)
θ	Angle of the pipe compared to the horizontal
σ	Surface tension (N/m)
τ	Shear stress (Pa)

Subscripts

c	Grout
f	Liquid phase
g	Gas phase
m	Mixture of liquid and gas of R22 or CO ₂
p	Pipe
s	Ground
i	At the entry of the evaporator

INTRODUCTION

0.1 Problématique

La demande d'énergie en perpétuelle expansion et l'appauvrissement des ressources naturelles forcent le monde scientifique à développer des technologies de chauffage moins coûteuses en énergie, comme les pompes à chaleur géothermique à expansion directe.

La complexité de l'étude des PAC géothermique à expansion directe (DX) provient du fait que le fluide frigorigène change de phase dans l'échangeur présent dans le sol. En effet, contrairement au PAC géothermique à boucle secondaire où il n'y a pas de changement de phase du fluide secondaire dans le sol, une PAC géothermique DX n'a pas de boucle secondaire. C'est le fluide frigorigène qui va échanger de la chaleur directement avec le sol et donc changer de phase.

De nos jours, de nombreuses études sont portées sur le choix des gaz frigorigènes utilisés dans les PAC. En effet, suite aux protocoles de Montréal et Kyoto, de nombreux fluides frigorigènes sont amenés à être interdits dans les prochaines années. Il est donc nécessaire d'étudier des gaz de remplacement, comme par exemple le dioxyde de carbone (CO₂).

0.2 Les pompes à chaleur à expansion directe

Le principe des pompes à chaleur a été développé par S. Carnot en 1824. La première installation fut développée à Ebensee par Peter Ritter en 1855. De nos jours, les PAC sont couramment utilisées :

- Réfrigérateur personnel ou industriel;
- Climatisation d'automobile ou d'habitation;
- Chauffage d'habitation;
- Chauffage de l'eau chaude sanitaire par géothermie horizontale ou verticale.

Le principe des PAC est relativement simple, il s'agit d'absorber de la chaleur d'un système (eau ou air par exemple) via l'évaporateur et de la relâcher grâce au condenseur à un autre système, Figure 0.1 et Figure 0.2. Une PAC est composée de quatre éléments, un compresseur, un condenseur, un détendeur (ou valve) et un évaporateur. Cette étude se portera sur l'utilisation des PAC géothermiques (GCHP) verticales.

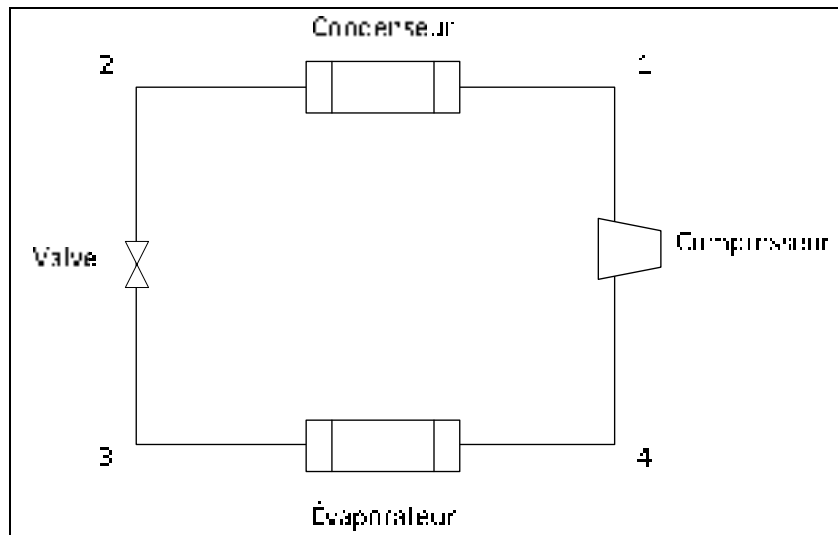


Figure 0.1 Schéma PAC

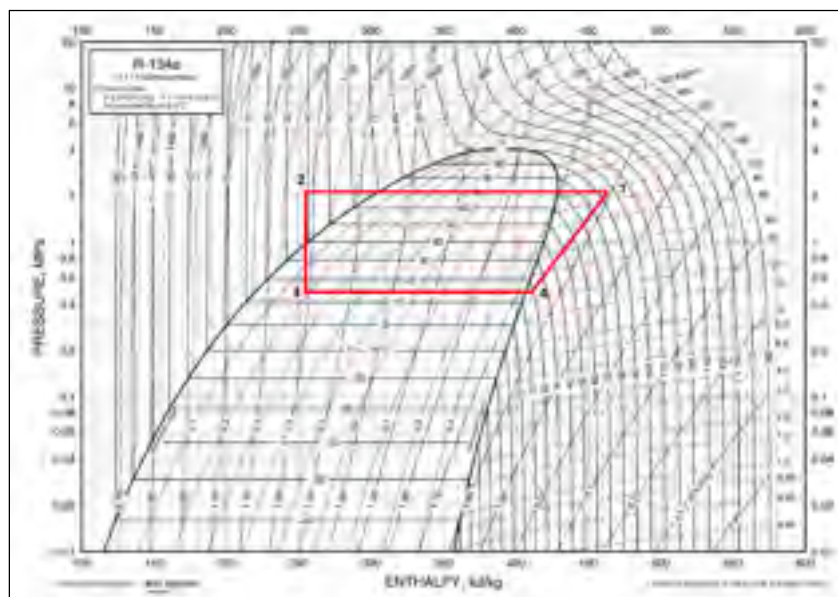


Figure 0.2 Exemple diagramme enthalpique R-134a

La PAC en période de chauffage va puiser la chaleur du sol via un évaporateur pour ensuite la diffuser à l'eau (ou à l'air) via le condenseur, ou l'inverse quand le système fonctionne en climatisation. L'intérêt étant que la température du sol en profondeur n'est quasiment pas influencée par les conditions extérieures, voir Figure 0.3 tiré du site internet du (CNRC).

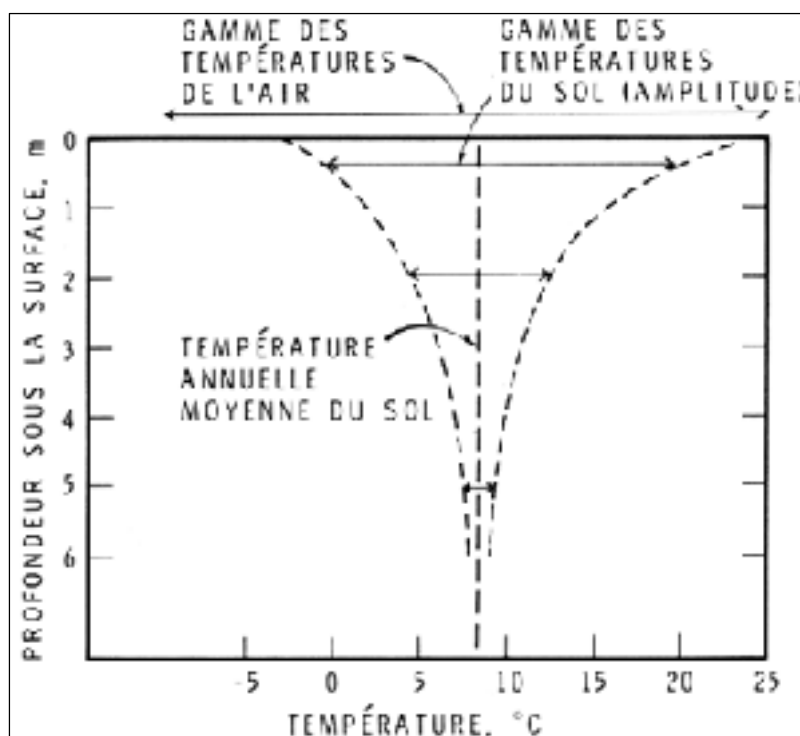


Figure 0.3 Température du sol en fonction de la profondeur

Cela permet d'avoir un rendement constant durant l'année, contrairement aux rendements des PAC Air/Air qui dépendent principalement des conditions extérieures.

Il existe deux techniques de PAC géothermique (Halozan, 2011):

- les GCHP à boucle secondaire, couramment utilisées et très bien documentées, Figure 0.4;
- les GCHP à expansion directe (PAC DX), moins utilisées et moins étudiées, Figure 0.5.

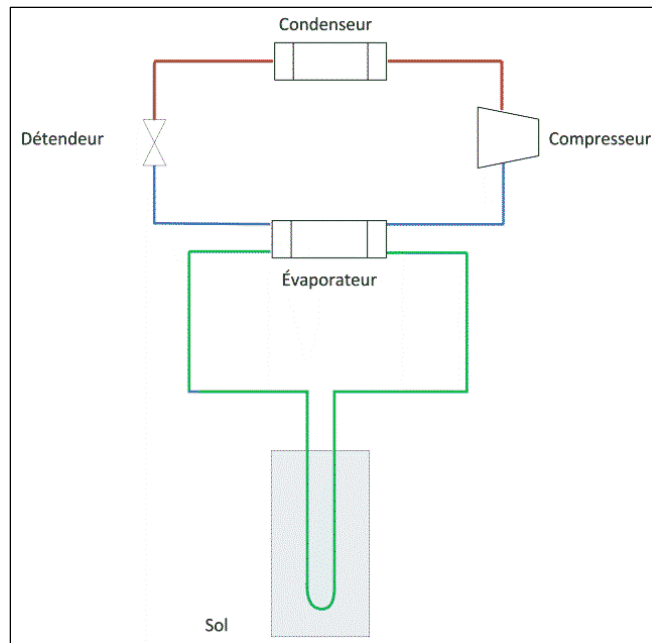


Figure 0.4 PAC à boucle secondaire

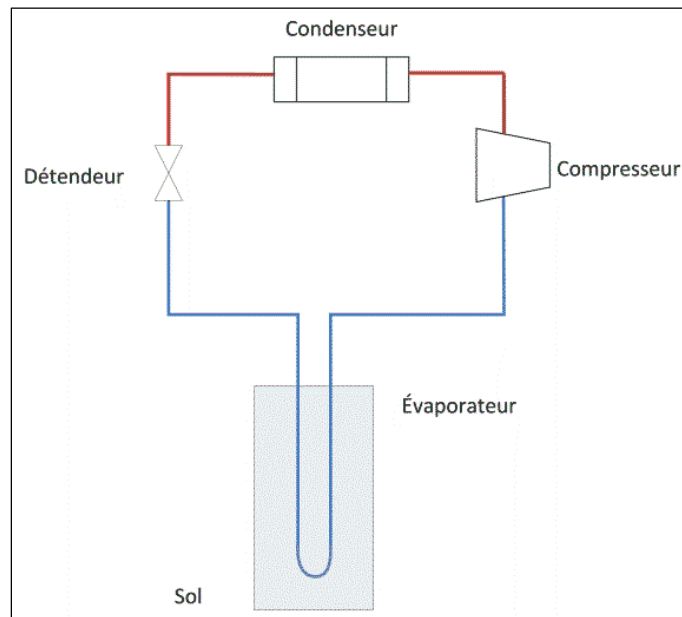


Figure 0.5 PAC à expansion directe

La différence entre les deux techniques est l'absence d'un circuit secondaire dans le cas d'une GCHP DX. L'évaporateur, qui est constitué de tubes en U connectés en parallèle, est directement en contact du sol.

Les avantages de ce type de technologie sont:

- l'absence d'échangeur supplémentaire permet une diminution du coût et augmentation des performances;
- Un échange direct via un fluide à changement de phase permet d'augmenter les échanges entre le sol et le réfrigérant;
- Puits géothermique moins profond pour la même puissance fournie.

Le problème majeur de cette technologie est la présence du fluide frigorigène et d'huile (présente dans le système pour la lubrification du compresseur) dans l'échangeur géothermique. En cas de fuite, les dommages sur l'environnement sont très importants. La modélisation du changement de phase dans le sol est aussi plus difficile à réaliser.

Comme dit précédemment, même si cette technologie n'est pas récente (1950 pour les premières études), il y a peu d'études sur le comportement ou les performances des systèmes PAC géothermique DX. Il n'existe pas à l'heure actuelle, d'outils de développement fiable permettant à cette technologie d'être facilement utilisée.

0.3 Le CO₂

0.3.1 Historique

Le CO₂, ou R744, est un des premiers gaz à avoir été utilisé en tant que gaz frigorigène. Dans les années 1850, il y avait trois fluides naturels utilisés dans le domaine de la réfrigération : l'éther, le dioxyde de carbone et l'ammoniac, voir Figure 0.6 inspirés de (Pearson, 2005). À cette époque, le CO₂ était préféré dans le domaine du transport naval à l'éther et à l'ammoniac, qui sont des substances inflammables et toxiques. Suite à la découverte dans les

années 1930-1940 des chlorofluorocarbures (CFC) et hydro chlorofluorocarbures (HCFC), ceux-ci ont progressivement été utilisés en tant que réfrigérant. A cette époque, la communauté scientifique les pensaient plus sûrs (car non toxique) et non destructeurs pour l'environnement. Cela s'est avéré être une erreur, car ceux-ci détruisent la couche d'ozone et participent énormément à l'effet de serre. Depuis 2000, les CFC ont été interdits suite au protocole de Montréal 1987 (UN) ainsi que les HCFC d'ici 2030 pour les pays industriels et 2040 pour les pays en développement suite au protocole de Copenhague 2002. De nos jours, ils sont remplacés par les HFC qui n'ont pas d'impact sur la couche d'ozone, mais qui ont toujours un impact sur l'effet de serre.

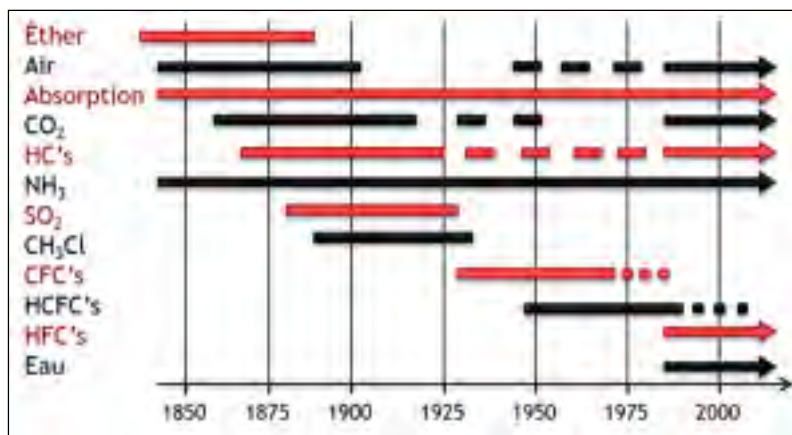


Figure 0.6 Période d'utilisation des fluides frigorigènes

L'utilisation de réfrigérant ayant un potentiel de réchauffement de la planète (GWP ou Global Warming Potential) inférieur est donc nécessaire. L'utilisation du CO₂ est donc redevenue une possibilité dans les dernières années. En effet, celui-ci n'est pas toxique, ni inflammable et son GWP est égal à 1 (la base du GWP étant le CO₂), voir Tableau 0.1.

Tableau 0.1 Comparaison des fluides frigorigènes

	CFC12	HCFC22	HFC134a	NH3	CO₂
Substance naturelle	Non	Non	Non	Oui	Oui
Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (PDO)	1	0,05	0	0	0
Potentiel de réchauffement de la planète (GWP)					
100 ans	7100	1600	1200		1
20 ans	7100	4200	3100		1
Toxique/Irritable	Oui	Oui	Oui	Oui	Non
Inflammable	Non	Non	Non	Oui	Non
Condition critique					
température (°C)	112	96,2	101,2	132,3	31,1
pression (bar)	41,6	49,9	40,7	113,3	73,8

Le GWP représente l'impact sur l'effet de serre du réfrigérant sur une durée de 20 ans ou 100 ans comparativement au CO₂. Le R134a a donc un impact 3100 fois plus important sur l'effet de serre que le CO₂ sur une durée de 20 ans.

Le CO₂ a aussi d'autres avantages, il est très économique et possède une forte capacité thermique ce qui permet d'avoir une tuyauterie et des éléments mécaniques très compacts. Par exemple, le compresseur va être moins volumineux, ce qui peut être très intéressant dans le domaine automobile.

La difficulté de l'utilisation du CO₂ dans la réfrigération est surtout due à ses conditions critiques très faibles. Un cycle thermodynamique transcritique est souvent obligatoire pour des bonnes performances.

0.3.2 Fluide supercritique

Un fluide supercritique est un fluide qui possède une température et une pression supérieures aux conditions critiques. Le fluide n'est donc pas en phase gazeuse ou liquide, il possède donc des propriétés différentes. La densité d'un fluide supercritique est proche de celle du liquide, mais sa viscosité dynamique va être proche de celle du gaz. Il est à noter que pour des pressions proches de la pression critique (730 MPa pour le CO₂), les propriétés

thermodynamique peuvent varier au niveau de la température critique (304 K pour le CO_2), exemple avec la chaleur massique du CO_2 , Figure 0.7.

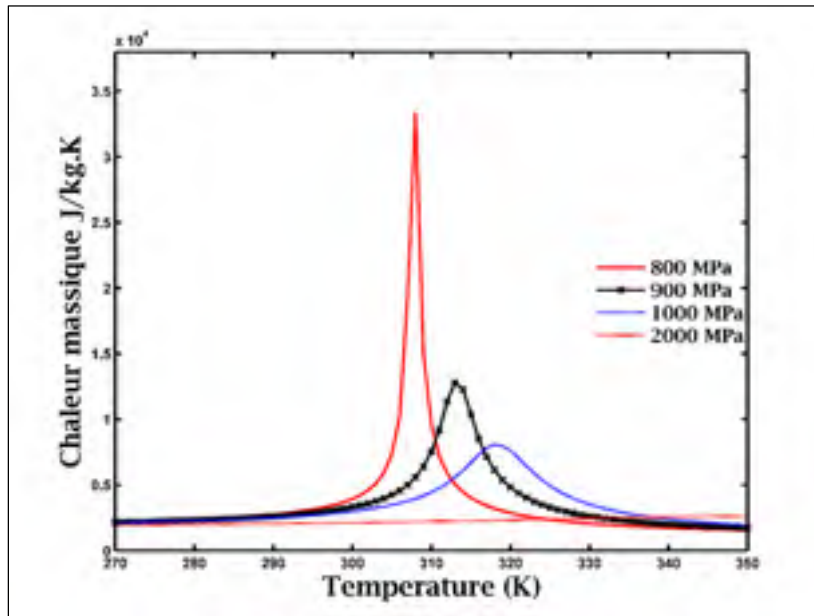


Figure 0.7 Variation chaleur massique du CO_2 proche du point critique

Un cycle transcritique est un cycle thermodynamique où un des échanges de chaleur se passe au-dessus des conditions critiques, Figure 0.8.

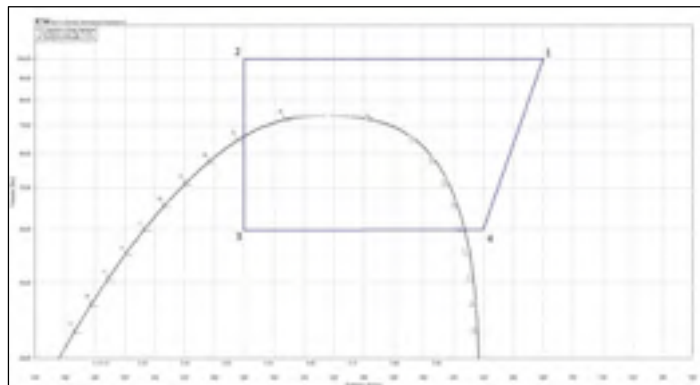


Figure 0.8 Cycle transcritique du R744, CO_2

Le condenseur dans ce cas, se nomme un refroidisseur de gaz car il n'y a pas à proprement parler de changement de phase, seulement un refroidissement du fluide supercritique.

0.4 Objectifs

L'objectif principal de cette étude est de répondre à la problématique présentée ci-dessus, c'est-à-dire de développer une modélisation et une méthode d'analyse d'une PAC DX au CO₂ pour permettre un meilleur développement de cette technologie.

Cet objectif a été divisé en plusieurs objectifs secondaires :

- Développement d'une modélisation du changement de phase et du transfert de chaleur d'un réfrigérant (CO₂ et R22) dans l'échangeur géothermique;
- Modélisation transitoire du cycle complet de la PAC DX avec R22;
- Modélisation transitoire du cycle complet de la PAC DX avec CO₂;
- Analyse transitoire d'une PAC DX CO₂ en mode chauffage.

Ces objectifs seront atteints à travers les trois articles de revue présentés ci-après.

0.5 Contenu de la thèse

Dans un premier temps, une revue bibliographique sera faite sur les pompes à chaleur géothermique DX, ainsi que sur les PAC utilisant le CO₂ comme réfrigérant. Une présentation de l'état de l'art sur les modélisations numériques des fluides diphasiques, des changements de phases dans les échangeurs ainsi que du transfert de chaleur pour un fluide supercritique sera aussi présentée dans cette partie.

Le reste du document est divisé en trois chapitres, chacun étant un article scientifique, publié ou soumis, dans une revue scientifique.

Le premier article intitulé « Modeling and Experimental Validation of a Transient Direct Expansion Geothermal Heat Exchanger » publié dans la revue « Geothermics » a permis de

répondre au premier objectif. Cet article décrit un modèle numérique d'un échangeur géothermique d'une pompe à chaleur DX en mode chauffage créé via Comsol Multiphysic 4.2. Ce modèle a été validé grâce à une comparaison entre celui-ci et un test produit au Centre de Technologie Thermique de l'ÉTS et une étude paramétrique pour optimiser le transfert de chaleur de ce type d'échangeur est présenté.

Dans le chapitre 4, l'article « Modeling and Experimental Validation of a Transient Direct Expansion heat pump » soumis dans la revue « International Journal of Renewable Energy Development » présente la suite de l'étude précédente, le modèle global de la PAC DX utilisant le R22 en mode chauffage. Le modèle d'échangeur de chaleur géothermique présenté dans le premier article est couplé à un modèle de compresseur, vanne de détente et d'échangeur eau/réfrigérant dans un modèle transitoire. Ce modèle est encore une fois validé en utilisant une comparaison avec une expérience réalisée au CTT de l'ÉTS.

Le chapitre 5 présente l'article « Transient model of a vertical direct expansion ground source heat pump with CO₂ » soumis à la revue « Applied Energy ». Cet article décrit un modèle complet de PAC DX utilisant du CO₂ comme réfrigérant. Comme décrit ci-dessus le cycle de ce modèle est différent de celui décrit dans l'article précédent. Celui-ci possède un échangeur intermédiaire et un séparateur de gaz liquide. Ce modèle est validé en utilisant une expérience réalisée au Canmet Énergie à Varennes. Ce modèle est ensuite utilisé pour optimiser une loi de contrôle de la pression dans le refroidisseur de gaz pour obtenir un meilleur COP et Q_h dans le cas des PAC DX au CO₂.

CHAPITRE 1

ÉTAT DE L'ART

1.1 Revue bibliographique sur les GCHP DX et PAC CO₂

1.1.1 Les GCHP DX

Smith (Smith, 1956) présente l'un des premiers travaux sur l'étude des PAC géothermiques DX. Il étudie principalement via des résultats d'expériences, l'influence de plusieurs facteurs (propriétés du sol, profondeur d'échangeur, etc) sur la taille du champ de capteur géothermique horizontal pour une puissance d'échange spécifique. Il définit donc les premiers résultats permettant un dimensionnement d'une GCHP DX horizontale. Il conclut que la géothermie verticale pourra permettre de réduire très nettement la taille de terrain nécessaire. Mais il précise qu'un contrôle de la quantité de chaleur extraite par rapport à celle rejetée doit être effectué pour préserver les performances dans le temps.

Peu de temps après, Freund et Whitlow (Freund et Whitlow, 1959) réalisent une comparaison entre les GCHP DX et les GCHP à boucle secondaire. Ils démontrent les avantages et désavantages de chaque méthode. Le problème de retour d'huile dans l'échangeur présent dans le sol est soulevé dans cet article. En effet pour un fonctionnement optimal du compresseur il est nécessaire d'avoir un retour d'huile suffisant. Ils précisent donc la nécessité d'avoir une vitesse de réfrigérant suffisante pour permettre l'entraînement de l'huile dans l'échangeur géothermique.

Goulburn et al. (Goulburn et Fearon, 1978) montrent des résultats de GCHP horizontale avec des taux d'extraction de 30 W/m utilisant du R12. Mais les auteurs précisent qu'il serait nécessaire d'avoir un champ de capteur de 150-200 m² pour avoir une capacité de chauffage d'air suffisante, ce qui n'est pas possible partout. Les auteurs ont aussi étudié une GCHP verticale avec différentes formes d'échangeur. Le plus performant est le tube en U avec un taux d'extraction de 40-50 W/m. En 1983 les auteurs présentent un autre travail qui montre l'absence de corrosion sur l'échangeur géothermique même après une période d'un an d'utilisation (Goulburn et Fearon, 1983). Ils ont aussi démontré qu'il faut 11 mois pour que le sol récupère son état initial suite à 2617h d'utilisation de la GCHP DX en mode chauffage uniquement.

Plus récemment, Halozan (Halozan, 2000; 2011) présente une étude sur la technologie des GCHP et de l'état de la recherche sur les gaz frigorigènes. Il montre dans cet article l'intérêt et la nécessité de travailler sur les anciens gaz réfrigérants, ammoniac et dioxyde de carbone principalement, pour remplacer les CFC et HCFC. Il présente aussi une comparaison en 2011, sur les GCHP DX et à boucle secondaire en précisant qu'en Autriche plus de 90% des GCHP sont DX mais que peu de recherches ont été effectuées depuis les années 90 sur ce type de technologie.

Vasile Minea en 2007 (Minea, 2007) , présente des résultats expérimentaux d'une installation avec deux GCHP horizontaux DX chauffant une maison dans l'Est Canadien, équipé de plancher chauffant. L'intérêt de cette étude est que les planchers chauffants sont directement les condenseurs des pompes à chaleurs. La première GCHP DX va venir chauffer le sous-sol et le 1^{er} étage alors que la deuxième va venir chauffer le 2eme étage. Aucun fluide secondaire ou pompes n'est utiliser pour le chauffage de l'air dans ce cas-là. Un test sur cinq mois, décembre a avril, a montré des taux d'extraction variant de 10 W/m a 14.8 W/m avec un COP de 3.9.

Xiaoto et al. (Xiaotao, Chongfang et Yuanwei, 2009) donnent les résultats d'une GCHP DX verticale utilisant du R-134A dans des tubes de 30 m de profondeur pour le chauffage d'eau. Ils obtiennent un taux d'extraction de chaleur de 51.5 W/m avec un COP de 3.14. Eux aussi ont montré que l'utilisation de cuivre ne pose aucun problème de corrosion et que le cuivre a l'avantage de limiter la résistance thermique de la paroi par rapport au polyéthylène réticulé.

En 2011 Austin (Austin & Sumathy, 2011) présente une étude très proche de celle du présent projet. En effet, ils ont travaillé sur une GCHP DX utilisant le CO₂, la différence étant que dans leur étude leur GCHP était horizontale et non verticale. Une étude précise des différents paramètres de la GCHP DX (nombres de boucles, longueur boucle, etc) a permis de mieux dimensionner la GCHP DX. Cela a permis une augmentation du COP de 18% et de la puissance de chauffage de 17%. Les auteurs expliquent aussi qu'un sous dimensionnement du refroidisseur de gaz doit être évité, car cela entraîne une grande diminution du COP, alors qu'un surdimensionnement entraîne une très légère baisse.

Fannou et al (Fannou et al., 2014a; 2015; Fannou et al., 2014b), ont étudié le système expérimental présenté ci-dessous. Dans leur première étude, ils ont prouvé qu'un effort de dimensionnement devrait être apporté pour trouver un compromis entre perte de charge dans l'évaporateur, retour d'huile et transfert de chaleur dans le sol. La même année, une étude a été réalisée sur un modèle simple d'une pompe à chaleur DX en utilisant un modèle neuronal basé sur les données de leurs expériences. Cela a permis de mettre en lumière certaines pistes d'amélioration de cette technologie. Malheureusement, le manque de polyvalence des données brutes utilisées dans ce modèle neuronal rend ce modèle peu précis et très spécifique à l'expérience visée.

Enfin, Ndiaye Demba (Ndiaye, 2016) a publié un article résumant les recherches sur les PAC DX. Cet article résume surtout les problèmes de cette technologie ainsi que des pistes de solutions de résolution de ces problèmes. Outre les problèmes discutés ci-dessus, on peut citer le problème lié au contrôle des valves de détentes dans le cas du chauffage avec des

puits de grande profondeur (supérieur à 60m). L'auteur recommande plusieurs solutions de design, par exemple la présence d'un accumulateur pour protéger le compresseur dans le cas d'un retard de contrôle d'une valve. Enfin l'auteur précise que beaucoup des problèmes des PAC DX pourront être résolus avec un modèle transitoire complet permettant une étude approfondis des différents éléments.

Pour résumé, des études ont été réalisées sur les GCHP DX, mais il n'y a pas de méthode de dimensionnement adapté au GCHP DX vertical. Il est à noter que de nombreux auteurs ont montré l'intérêt d'utiliser le CO₂ comme fluide frigorigène dans les PAC, si l'utilisation le permet.

Tableau 1.1 Résumé conclusion PAC DX

Article	Résumé des conclusions
Smith, 1956	- Géothermie verticale à favoriser
Freund et Whitlow, 1959	- Performance DX supérieure à boucle secondaire - Problème d'huile
Goulburn et Fearon, 1978	- GCHP DX horizontale - Tube en U meilleur pour verticale - Récupération lente du sol en DX du a des gros taux d'extraction
Minea, 2007	- Deux GCHP DX horizontale connecté directement aux plancher chauffant - Aucunes pompes ou fluides secondaires - Test de Décembre-Avril : taux d'extraction 10-14.8 W/m et COP de 3.9
Halozan, 2000; 2011	- Ancien réfrigérant à favoriser dans le futur NH ₃ et CO ₂ - 90% des GCHP en DX en Autriche.
Xiaotao, Chongfang et Yuanwei, 2009	- Pas de corrosion sur le cuivre - Taux d'extraction élevé du a la conductivité du cuivre

Tableau 1.1 (Suite)

Article	Résumé des conclusions
Austin & Sumathy, 2011	<ul style="list-style-type: none"> - Modèle numérique GCHP DX horizontale CO₂ - Étude paramétrique sur nombre de boucle et longueur - Amélioration COP de 18% et Q_h de 17%
Fannou et al., 2014a; b; 2015; Fannou et al., 2014b	<ul style="list-style-type: none"> - Réflexion sur perte de charge évaporateur et transfert de chaleur dans le sol - Modèle neural simple de GCHP DX pour étude paramétrique
Ndiaye Demba, 2016	<ul style="list-style-type: none"> - Résumé des études réalisé sur les PAC DX - Problème de distribution du débit massique dans les puits - Problème du retard du contrôle des vannes de détentes thermostatique quand les échangeurs sont longs (supérieure à 60m) - Accumulateur recommandé - Modèle numérique transitoire important pour résoudre la plupart des problématiques citées.

1.1.2 Les PAC CO₂

Lorentzen (Lorentzen, 1994; Pettersen et Lorentzen, 1993) est un des premiers à proposer le retour du CO₂ comme gaz frigorigène dans les années 1990. Il démontre l'intérêt de ce fluide : ressource en grande quantité, propriétés très bien connues et ayant un impact sur l'effet de serre moindre que les fluides frigorigènes utilisés actuellement. Finalement, il présente un modèle de PAC pour le conditionnement de l'air sur une voiture utilisant le CO₂ avec un cycle transcritique qui donne des résultats comparables aux systèmes traditionnels.

Brown et al. en 2002 (Brown, Kim et Domanski, 2002) présentent une étude sur le CO₂ comme substitut au R22 dans les conditionnements d'air dans les maisons. Les auteurs montrent que le CO₂ présente des performances plus faibles qu'avec le R22. En effet, les

meilleures propriétés de transport du CO₂ par rapport au R22 ne compensent pas le problème lié à un échange de chaleur transcritique.

La même année, White et al. (White et al., 2002) montrent l'intérêt des PAC au CO₂ pour le chauffage de l'eau à haute température. Ils présentent une étude sur une PAC expérimentale avec une puissance de chauffage 115 kW, une température d'évaporation de 0.3 °C, une température de sortie d'eau chaude de 77.5 °C et enfin un COP de 3.4. Ils démontrent aussi qu'il est possible d'augmenter la température de sortie d'eau chaude à 120 °C avec seulement une diminution du COP de 21%.

En 2003, Richter et al. (Richter et al., 2003) effectuent une étude semblable à celle de Brown, mais cette fois-ci, ils comparent le CO₂ au R134a. Les résultats montrent qu'encore une fois le CO₂ est moins performant pour le conditionnement de l'air. Mais les auteurs précisent que le CO₂ possède une meilleure capacité de chauffage à basse température extérieure, ce qui permet de diminuer la puissance du chauffage d'appoint en hiver.

Cecchinato et al. (Cecchinato et al., 2005) réalisent une étude comparative par simulation entre le CO₂ et le R134a, mais cette fois-ci pour le chauffage d'eau chaude sanitaire. Cela confirme les résultats de White sur la performance d'une PAC CO₂ pour le chauffage d'eau à haute température. Les simulations montrent que les résultats entre les deux fluides sont de mêmes grandeurs. L'utilisation de PAC CO₂ dans le milieu sanitaire est donc à privilégier étant donné les avantages écologiques du CO₂ par rapport au R134a.

Plus récemment, Sarkar (Sarkar, Bhattacharyya et Ramgopal, 2009; 2010) présentent une comparaison entre un modèle de PAC CO₂ et les résultats d'expérience avec un prototype pour le chauffage et le refroidissement d'eau. Le modèle permet d'étudier l'impact des différents paramètres sur le fonctionnement de la PAC. Le modèle développé donne de bons résultats, une déviation de 5% dans le cas climatisation sur la puissance frigorifique et de 10% sur la puissance de chauffage dans le cas chauffage.

Enfin Eslami-Nejad et al (Eslami-Nejad, Ouzzane et Aidoun, 2014) ont développé un modèle numérique quasi transitoire d'un échangeur CO₂ verticale. Ce modèle en quasi-transitoire peut être utilisé dans un modèle numérique d'une pompe à chaleur DX CO₂. Ce modèle permet de voir les intérêts du CO₂ par rapport à d'autre réfrigérant au niveau de l'évaporateur, par exemple moins de perte de charge dans le sol comparé au R22 ou R134A.

Pour résumer, des prototypes de PAC fonctionnant au CO₂ ont été réalisés et étudiés, mais cela reste une technologie peu commune. Des études complémentaires doivent être réalisées pour permettre un développement de cette technologie.

Tableau 1.2 Résumé conclusion PAC CO₂

Article	Résumé
Lorentzen, 1994; Pettersen et Lorentzen, 1993	<ul style="list-style-type: none"> - CO₂ transcritique pour voiture - Résultat similaire à d'autres réfrigérants
Brown, Kim et Domanski, 2002	<ul style="list-style-type: none"> - CO₂ à la place du R22 dans PAC air/air - Meilleur COP avec R22
White et al., 2002	<ul style="list-style-type: none"> - Performance avec CO₂ meilleur avec un chauffage d'eau à haute température
Richter et al., 2003	<ul style="list-style-type: none"> - Comparaison CO₂ vs R134a pour chauffage air - CO₂ moins performant pour chauffage air
Cecchinato et al., 2005	<ul style="list-style-type: none"> - Comparaison CO₂ vs R134a pour chauffage eau - CO₂ plus performant pour le chauffage a haute température, donc très intéressant pour l'eau sanitaire.
Sarkar, Bhattacharyya et Ramgopal, 2009; 2010	<ul style="list-style-type: none"> - Comparaisons modèle CO₂ et prototype chauffage et climatisation eau. - Bonne estimation par le modèle des puissances.
Eslami-Nejad, Ouzzane et Aidoun, 2014	<ul style="list-style-type: none"> - Modèle CO₂ d'un échangeur vertical. - Comparaison possible entre réfrigérants - CO₂ a beaucoup moins de perte de charge que R22 ou R134a.

1.2 Revue bibliographique sur la modélisation diphasique et supercritique

1.2.1 Modélisation diphasique

Comme cité ci-dessus, la modélisation de l'écoulement et du changement de phase dans les échangeurs est complexe. Il existe dans la littérature de nombreuses techniques de modélisation d'écoulement diphasique en fonction de leur configuration, dans cette étude le modèle homogène sera utilisé. Le modèle homogène est la manière la plus simple de représenter l'écoulement. En effet, le modèle permet de calculer la pression, la vitesse et l'enthalpie de l'écoulement homogène. Il ne permet donc pas de calculer les vitesses de la phase liquide et de la phase vapeur, uniquement la vitesse moyenne de l'écoulement. Cette simplification permet un calcul plus simple et donc un temps de simulation moins élevé.

De nombreuses études portent sur la modélisation diphasique avec modèle homogène et plus spécialement au calcul du coefficient d'échange H_r entre la paroi et le fluide frigorigène.

Chen en 1966 (Chen, 1966) est un des premiers à proposer une corrélation pour le calcul de ce coefficient. L'auteur a pris en compte les deux types d'échanges thermiques, la macroconvection, liée au transport classique (H_{mac}), et la microconvection, liée au changement de phase ainsi que la nucléation des bulles (H_{mic}). Bennett et al (Bennett et Chen, 1980) ont par la suite amélioré la corrélation. L'intérêt de cette corrélation est qu'elle se base sur une température de parois et non pas sur un flux. Des tests expérimentaux viennent valider cette corrélation avec des résultats intéressants.

Jia et al. (Jia et al., 1995; Jia et al., 1996; Jia et al., 1999) réalisent un modèle dynamique d'un évaporateur. Les auteurs prennent en compte les équations gouvernantes de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Dans un premier temps, le modèle calcule les équations gouvernantes du fluide frigorigène et de la paroi en utilisant la méthode de Newton-Raphson. Puis les équations du fluide secondaire sont résolues. Les auteurs utilisent la corrélation de

Chen-Bennett (Bennett et Chen, 1980) pour le calcul transfert de chaleur en diphasique et la corrélation de Dittus-Boelter (Schlunder, 1984) pour le transfert de chaleur monophasique.

Judge (Judge et Radermacher, 1997) présentent une étude de comparaison des dix différentes corrélations utilisées dans le monde scientifique pour certains réfrigérants et même pour une combinaison de réfrigérants. Ils démontrent que les corrélations de Jung (Jung et Radermacher, 1989) pour l'évaporation et Dobson (Dobson, 1994) dans le cas de la condensation permettent d'obtenir de meilleurs résultats.

Garcia-Valladares et al. (Garcia-Valladares, Perez-Segarra et Rigola, 2004) réalisent une étude en une dimension des équations gouvernantes de masse, de quantité de mouvement et d'énergie en utilisant une modélisation par différence finie. Les auteurs ont utilisé les corrélations de Gnielinski (Gnielinski, 1975) pour le cas monophasique et Zürcher et al. (Thome et El Hajal, 2003; Zurcher, Thome et Favrat, 1999) pour le cas monophasique pour le calcul du coefficient de chaleur. Ils ont obtenu des résultats qu'ils ont comparés à la littérature avec du R22/R407C.

Hermes (Hermes, Melo et Negrao, 2008) ont développé un modèle d'évaporateur à serpentin et à plaques utilisé pour faire une étude de réfrigérateur. Ils ont utilisé les corrélations de Jabardo et al. (Saiz Jabardo et Bandarra Filho, 2000) pour le diphasique et Dittus-Boelter pour le monophasique pour le calcul des coefficients de chaleur.

Benoit Beauchamp (Beauchamp, 2011) au cours de sa thèse à l'École de technologie supérieure a réalisé un modèle pour venir étudier une GCHP DX au R22. Il a pris en compte les équations de gouvernantes de masse, de quantité de mouvement et d'énergie avec une modélisation par volume fini. Il a validé ce modèle avec des tests expérimentaux, mais sa modélisation ne possède pas une grande stabilité. Il a utilisé la corrélation de Chen-Bennet pour le cas diphasique et Dittus Boelter pour le cas monophasique pour le calcul des coefficients de chaleurs.

En résumé, il y a de nombreuses corrélations qui peuvent être utilisées. On remarque cependant que les corrélations de Chen-Bennett et Dittus Boelter restent les plus souvent utilisées.

Tableau 1.3 Résumé corrélation modèle diphasique

Article	Résumé des corrélations utilisées
Chen, 1966 et Bennett et Chen, 1980	- Corrélation très souvent utilisée dans la littérature et simple à mettre en place.
Jia et al., 1995; Jia et al., 1996; Jia et al., 1999	- Modèle utilisant « Chen Bennett » pour diphasique et de « Dittus-Boelter » pour monophasique
Judge et Radermacher, 1997	- Comparaison de 10 corrélations. - Meilleure corrélation selon les tests : « Jung » pour évaporation et « Dobson » pour condensation
Garcia-Valladares, Perez-Segarra et Rigola, 2004	- Modèle utilisant « Zürcher » pour diphasique et « Gnielinski » pour monophasique
Hermes, Melo et Negrao, 2008	- Modèle utilisant « Jabardo» pour diphasique et « Dittus-Boelter» pour monophasique
Beauchamp, 2011	- Modèle utilisant « Chen Bennett » pour diphasique et de « Dittus-Boelter » pour monophasique - Pas stable

1.2.2 Modélisation supercritique

Les premières études sur les transferts de chaleur des fluides supercritiques datent des années 1970, avec Baskov, Protopopov et plus tard Petrov (Baskov, Kuraeva et Protopopov, 1977; Krasnoshchekov, Kuraeva et Protopopov, 1969; Petrov et Popov, 1985). Dans ces études, les auteurs ont développé des corrélations permettant de définir le coefficient de chaleur d'un écoulement de fluide supercritique.

En 2002, Liao et Zhao (Liao et Zhao, 2002a; 2002b) présentent une étude complète sur la modélisation du transfert de chaleur du CO₂ transcritique dans un échangeur à microtube, diamètre inférieur à 2 mm. Ils démontrent que même à forte pression, de 74 à 120 bars, l'impact de la poussée d'Archimède sur l'écoulement ne peut être négligé, mais celle-ci diminue avec le diamètre de la conduite. Les auteurs démontrent que les corrélations développées par Baskov ou Krasnoshchekov, ne peuvent être utilisées dans le cas des microtubes. Ils ont donc développé des corrélations basées sur leurs résultats.

En 2002, Pitlia et al (Pitla, Groll et Ramadhyani, 2002) réalisent une étude semblable. Ils comparent une modélisation réalisée en se basant sur la corrélation de Gnienlski, de Baskov et de Krasnoshchekov. Ils développent aussi leur propre corrélation en se basant aussi sur leurs résultats expérimentaux. La corrélation développée donne des résultats plus précis par rapport aux autres corrélations. Cette corrélation est calculée avec une moyenne des propriétés du fluide et du mur.

En 2003, Yoon (Yoon et al., 2003) reprennent la corrélation de Pitlia pour l'étude du coefficient de chaleur et de la perte de pression dans un refroidisseur de gaz. Les auteurs montrent que la corrélation développée par Pitlia donne des résultats qui ne concordent pas avec l'expérience pour des températures proches de la température critique. Ils développent donc leur propre corrélation, basée sur Baskov, applicable en sous-critique et en transcritique (avec une modification de paramètres) avec un écart moyen absolu entre expériences et modélisations de 12.7%.

Dang et al. en 2004 (Dang et Hihara, 2004a; 2004b) ont étudié la corrélation de Yoon. En effet, ils ont montré grâce à des expériences et avec une étude de plusieurs corrélations que la corrélation de Yoon est plus précise que les corrélations de Pitlia et de Baskov. Néanmoins, elle reste très peu précise au niveau de la zone de température critique. En effet ils montrent une erreur de 50 % dans cette zone. Ils développent donc leur propre corrélation basée sur Gnielski pour mieux modéliser cette zone de passage entre mélange et fluide supercritique. Ils travaillent aussi sur le choix d'un modèle d'écoulement turbulent. Suite à des expériences et des comparaisons, ils démontrent que le modèle de Jones et Launder (Jones et Launder, 1972) est le plus adapté à un écoulement de CO₂ turbulent.

Van Der Kraan en 2005 (Van Der Kraan et al., 2005), présentent une étude sur l'effet de la poussée d'Archimède et de l'évolution des propriétés physiques en fonction de la pression pour les fluides supercritiques. Ils démontrent que pour une pression supérieure à 120 kPa et avec un écoulement sans la poussée d'Archimède, il n'y a pas de variations majeures des propriétés physiques. Ils ont aussi étudié le cas avec la poussée d'Archimède, ils ont pu observer une multiplication par 3 du coefficient de chaleur par rapport à une modélisation sans poussée d'Archimède.

Enfin Kim et al (Kim et Kim, 2011) proposent un modèle pour réaliser l'étude d'un écoulement supercritique vertical. Ils présentent une étude avec deux zones : une zone proche de la paroi et une zone éloignée. Cette étude est réalisée avec du CO₂ et de l'eau supercritique comme fluide. Une corrélation est tirée de cette étude.

En résumé, de nombreuses corrélations ont été développées pour les fluides supercritiques. La corrélation de Yoon (Yoon et al., 2003) semble être la plus intéressante dans le cas où le refroidisseur de gaz sera horizontal et hors-sol, alors que la corrélation développée par Kim (Kim et Kim, 2011) sera intéressante dans le cas où le refroidisseur de gaz serait l'échangeur géothermique vertical.

Tableau 1.4 Résumé modélisation supercritique

Article	Résumé modélisation supercritique
Baskov, Kuraeva et Protopopov, 1977; Krasnoshchekov, Kuraeva et Protopopov, 1969; Petrov et Popov, 1985	- Première étude dans les corrélations supercritiques
Liao et Zhao, 2002a; 2002b	- Micro tube à haute pression - Correlation de « Krasnoshchekov » et « Baskov » ne peuvent être utilisé pour micro tubes.
Pitla, Groll et Ramadhyani, 2002	- Proposition d'une corrélation plus précise pour les micros tubes.
Yoon et al., 2003	- Étude d'un gas cooler avec corrélation de Pitla - Corrélation de Pitla non précise proche du point critique - Nouvelle corrélation proposé applicable proche point critique et sous critique.
Dang et Hihara, 2004a; 2004b	- Confirmation du choix de la corrélation de Yoon
Van Der Kraan et al., 2005	- Importance de la poussée d'Archimède à haute pression
Kim et Kim, 2011	- Étude avec eau supercritique

1.3 Conclusion

Cette étude de l'état de l'art permet donc de voir l'originalité de cette étude. En effet, il n'y a aucune étude complète d'une GCHP DX au R22 ou CO₂ vertical transitoire dans la littérature. Aucun modèle complet n'existe ce qui empêche le développement de cette technologie.

Les articles ci-dessous (comme expliqué plus tôt) vont répondre aux objectifs secondaires et permettre une meilleure compréhension de cette technologie.

CHAPITRE 2

MODELING AND EXPERIMENTAL VALIDATION OF A TRANSIENT DIRECT EXPANSION GEOTHERMAL HEAT EXCHANGER

Clément Rousseau ^a, Jean-Louis Comlan Fannou^b, Louis Lamarche^c Mohamed
Ouzzane^d, Stanislaw Kaji^e

^{a, b, c, e} Département de Génie Mécanique, École de Technologie Supérieure,
1100 Notre-Dame Ouest, Montréal, Québec, Canada H3C 1K3
^d CanmetENERGY– Agro-Paris Tech, 1615 Boulevard Lionel-Boulet, Varennes, Québec,
Canada J3X 1P7

Article publié dans « Geothermics »,
Juin 2015

2.1 Abstract

Geothermal heat pump technology is currently one of the most interesting technologies used to heat buildings. There are two designs used in the industry: geothermal heat pump using a secondary ground loop and Direct Expansion (DX) ground source heat pump. The latter is less used, with one of the possibly reasons being that less research has carried out into the design of this sort of heat pump. In this paper, a model of a ground heat exchanger of a DX geothermal heat pump is presented in heating mode and a comparison with experimental results is presented. It is shown that the model is adequately validated by our experiment. After this validation, an analysis of the effect of the mass flow rate, the length and the angle of the borehole on the heat flux rate is presented. To conclude, an optimum configuration for the experiment is proposed.

2.2 Introduction

The last decade has seen a jump in interest in the Geothermal Heat Pump (GHP). This may be explained by the fact that this technology can provide heating and cooling for a building at very low cost. There are two designs used in the industry, namely, the geothermal heat pump using a secondary ground loop and the Direct Expansion (DX) ground source heat pump. Both operate on the simple vapour compression refrigeration cycle (Beauchamp et al., 2013), with the main difference between them being that with the DX geothermal heat pump (Figure 2.1), the ground heat exchanger is part of the refrigeration cycle. The energy and operational performances of the system are thus directly related to the working fluid behaviour, the refrigerant, in relation with the ground heat transfer.

A review of the literature reveals the presence of several publications on geothermal secondary loop systems (Capozza, De Carli et Zarrella, 2012; Esen et Inalli, 2009; Self, Reddy et Rosen; 2013), but a lack of scientific research and publications on direct expansion geothermal heat pump systems. One of the first studies of the DX heat pump was conducted by Smith (1956), who studied a geothermal DX horizontal heat pump and compared it to a secondary loop heat system. He proved that the size of the exchanger can be reduced, but also that the heat rejection or heat absorption needs to be controlled according to changes in ground temperature. One problem he encountered was in controlling the oil in the ground exchanger. Following this study, many other research endeavours also arrived at the same conclusion (Freund et Whitlow, 1959; Goulburn et Fearon, 1978; 1983).

More recently, a few works have been published on DX heat pumps. Wang X. et al. (2009) conducted an experimental study of a DX heat pump with the refrigerant R134a in heating mode. Their system consisted of three vertical 30 m deep boreholes examined over a period of 20 days in the winter. According to the results, on average, COP_{hp} and COP_{sys} were 3.55 and 2.28, respectively, and the average heating capacity obtained was 6.43 kW. They noted the problem of maldistribution of refrigerant flow between the boreholes. Wang H. et al. (2013) conducted an experimental study on a DX heat pump in heating mode, consisting of

four vertical 20 m wells for which a copper coil system was developed to facilitate oil return. Fannou et al. (2014b) analyzed an experiment with three vertical 30 m deep boreholes in heating mode like Wang et al., but with R22. They concluded that a dimensioning effort should be made to minimize pressure drop in the evaporator in order to find a compromise between low pressure drop, oil return and refrigerant charge. In 2011, Halozan (2011) presented a study on the commercialization of ground source heat pumps and the barriers facing the technology, in which he highlighted the lack of a design method as one of the major problems facing DX technology.

The proposed modeling and analysis of this DX heat pump therefore aims to fill this gap. The modeling and analysis of a direct expansion geothermal heat pump begins with the modeling of different components: ground heat exchanger, compressor, thermostatic expansion valve, reversing valve, pipe, and water-refrigerant exchanger, and the coupling of these components to form a closed loop corresponding to the heat pump.

The first step of the research, the modeling of the ground heat exchanger in evaporator mode, is presented in this paper.

We present a model of the ground exchanger operating like an evaporator in 1 dimension (Figure 2.2). The model represents the phase change of the refrigerant, here Chlorodifluoromethane R22, with governing continuity, momentum and energy equations, and with heat exchange between the pipe and the grout and between the grout and the ground.

To take the effect of the tube between them into account, two flows are created, one for the ascending flow, and one for the descending flow.

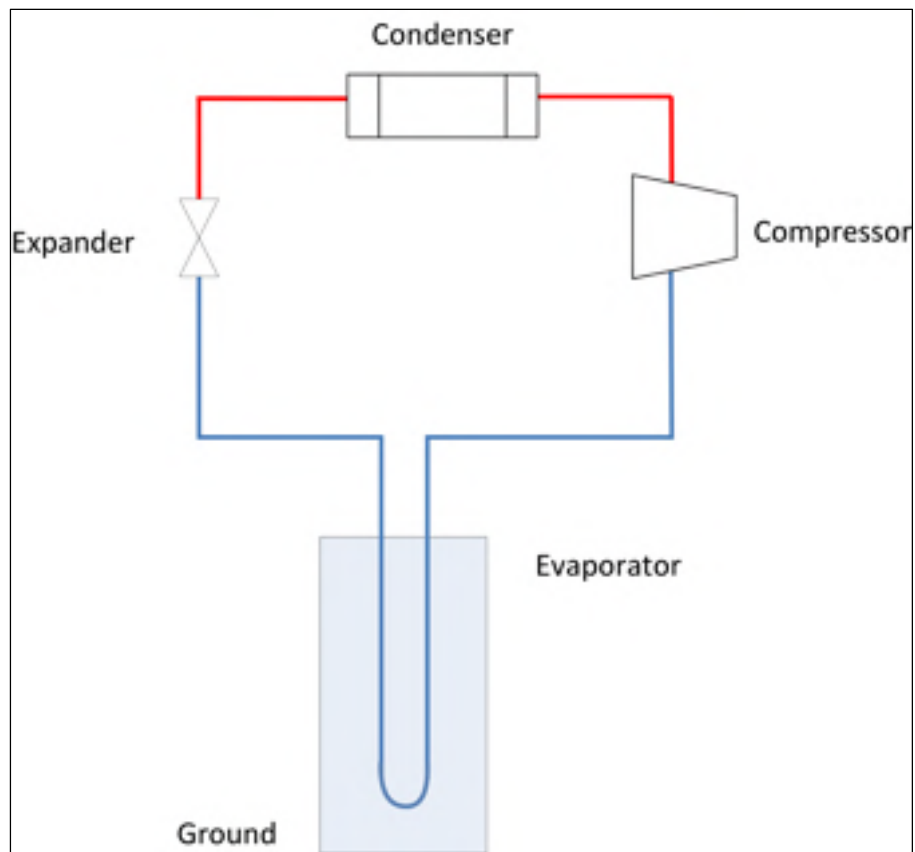


Figure 2.1 Direct expansion heat pump

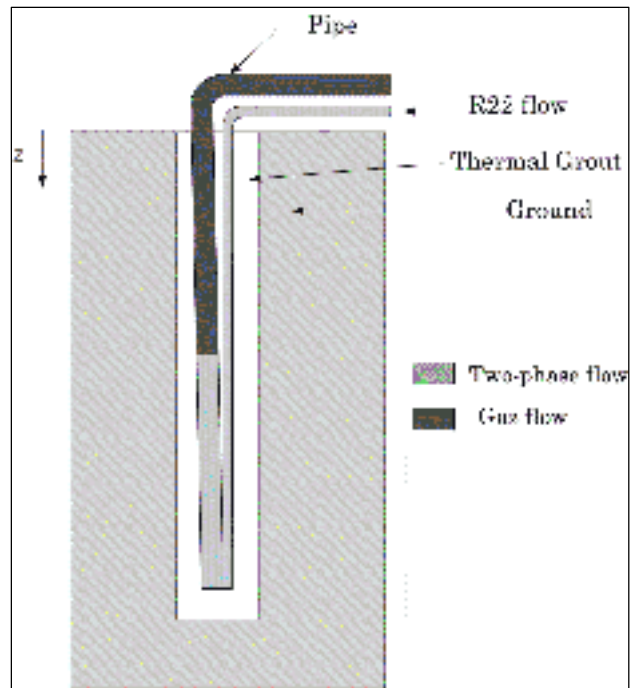


Figure 2.2 Ground heat exchanger

2.3 Theory

In this study, the equations of governing continuity, momentum and energy and heat exchange between the flow and the pipe, the pipe and the grout, and finally, the grout and the ground, are solved, Figure 2.3.

The model is devised into four domains:

- The flow of R22, ascending and descending, in one dimension (z);
- The pipe, ascending and descending, in one dimension (z);
- The grout, in one dimension (z);
- The ground, in two dimensions (x,y).

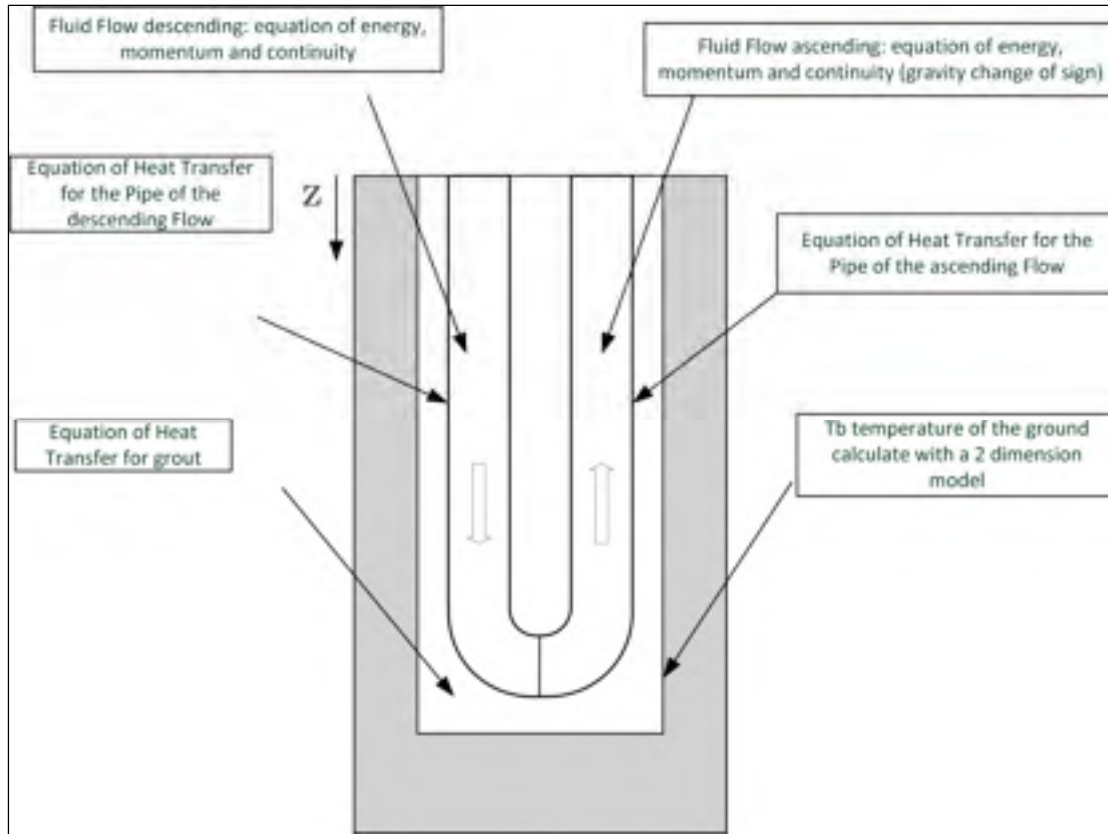


Figure 2.3 Model

2.3.1 Flow of R22

For the R22, the homogeneous multiphase flow is used (Ishii, 1975), illustrated below in equations (2.1-2.3) for the ascending flow and for the descending flow:

$$\frac{\partial \rho_m \cdot A}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m} \cdot v}{\partial z} + \frac{\partial P_m \cdot A}{\partial z} = -\tau_w \cdot Pr - \rho \cdot A \cdot g \cdot \sin \theta \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial \rho_m \cdot A \cdot h_m}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m} \cdot h}{\partial z} = \frac{\partial P_m \cdot A}{\partial t} + q_r + v \frac{\partial P_m \cdot A}{\partial z} \quad (2.3)$$

The differences between the ascending and descending flows are:

- The sign of the gravity term which is negative for the descending flow and positive for the ascending flow;
- The addition of a pressure drop in the U-bend, at the entry of the ascending flow.

With

$$q_r = H_r \cdot \pi \cdot D_i \cdot (T_p - T) \quad (2.4)$$

$$\tau_w = \frac{f \cdot \dot{m} \cdot v}{8} \quad (2.5)$$

H_r in Eq. (2.4) is calculated with:

- Gnielinski (Gnielinski, 1975), Eq. (2.6) for one-phase flow;
- Chen (Chen, 1966) correlation, Eq. (2.7), for two-phase flow.

Gnielinski Correlation:

$$H_r = \left(\frac{k_m}{D_i} \right) \left[\frac{\left(\frac{f}{8} \right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \right] \quad (2.6)$$

Chen Correlation:

$$H_r = H_{mic} + H_{mac} \quad (2.7)$$

$$H_{mic} = 0.00122 \cdot \left[\frac{k_f^{0.79} \cdot Cp_f^{0.45} \cdot \rho_f^{0.49}}{\sigma^{0.5} \cdot \mu_f^{0.29} \cdot h_{fg}^{0.24} \cdot \rho_g^{0.24}} \right] [T_p - T_{sat} \cdot (P_m)]^{0.24} \quad (2.8)$$

$$S = \frac{\left[1 - \exp \left(- \frac{F(X_{tt}) \cdot H_f \cdot X_0}{k_f} \right) \right]}{\frac{F(X_{tt}) \cdot H_f \cdot X_0}{k_f}} \quad (2.9)$$

$$X_0 = 0.041 \cdot \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_f - \rho_g)} \right]^{0.5} \quad (2.10)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (2.11)$$

$$H_f = 0.023 \cdot \left(\frac{k_f}{D_i} \right) \cdot \text{Re}_f^{0.8} \cdot \text{Pr}_f^{0.4} \quad (2.12)$$

$$\text{Re}_f = \frac{G \cdot (1-x) \cdot D_i}{\mu_f} \quad (2.13)$$

$$H_{\text{mac}} = H_f \cdot F(X_{tt}) \cdot \text{Pr}_f^{0.296} \quad (2.14)$$

$$F(X_{tt}) = 1 \text{ if } X_{tt}^{-1} \leq 0.1 \quad (2.15)$$

$$F(X_{tt}) = 2.35 \cdot \left(0.213 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.736} \text{ if } X_{tt}^{-1} > 0.1 \quad (2.16)$$

The pressure drop in the case of the two-phase flow in the tube is calculated with the Müller-Steinhagen and Heck Correlation (Muller-Steinhagen et Heck, 1986), equations 2.17-2.20. In the literature (*2009 ASHRAE Handbook - Fundamentals*), deviations of 30% to 50% are common for all the correlations of pressure drop in a two-phase flow between models and measured pressure drops. Here, the Müller-Steinhagen and Heck correlation is increased by 55 percent in the model to match the measured pressure drop.

$$\frac{dp}{dz} = \Delta \cdot (1-x)^{1/3} + \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right)_g \cdot x^3 \quad (2.17)$$

$$\Delta = \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right)_f + 2 \cdot \left[\left(\frac{\partial P}{\partial z} \right)_g - \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right)_f \right] \cdot x \quad (2.18)$$

$$\left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_f = f_f \cdot \frac{2 \cdot G_{\text{tot}}^2}{D_i \cdot \rho_f} \quad (2.19)$$

$$\left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_g = f_g \cdot \frac{2 \cdot G_{\text{tot}}^2}{D_i \cdot \rho_f} \quad (2.20)$$

For the pressure drop of the bend, the Domanski correlation (Domanski et Hermes, 2008) is used (equations 2.21-2.22). This correlation is obtained by multiplying the Müller-Steinhagen and Heck Correlation by a curvature correlation defined by Domanski:

$$\left[\frac{\partial P}{\partial z}\right]_{\text{bend}} = \left(\frac{\partial P}{\partial z}\right) \cdot \Lambda \quad (2.21)$$

$$\Lambda = a_0 \cdot \left(\frac{G_{\text{tot}} \cdot x \cdot D_i}{\mu_g}\right)^{a_1} \cdot \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{a_2} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{a_3} \cdot \left(\frac{2 \cdot R}{D_i}\right)^{a_4} \quad (2.22)$$

With a_0 , a_1 , a_2 , a_3 and a_4 constant for the R22.

2.3.2 Pipe

The temperature of the pipe is solved with the following equations (2.23-2.24):

$$\rho_p \cdot A_p \cdot C_{p_p} \frac{dT_p}{dt} = -q_r + q_p + k_p \cdot \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} \quad (2.23)$$

$$q_p = H_p \cdot \pi \cdot D_e \cdot (T_c - T_p) = R_1^* \cdot (T_c - T_p) \quad (2.24)$$

The resistance R_1^* is calculated using the Kennelly's delta-star transformation of the circuit of Hellstrom (1991), Figure 2.4. For more information about the star diagram, see (Beauchamp, Lamarche et Kaji, 2013a).

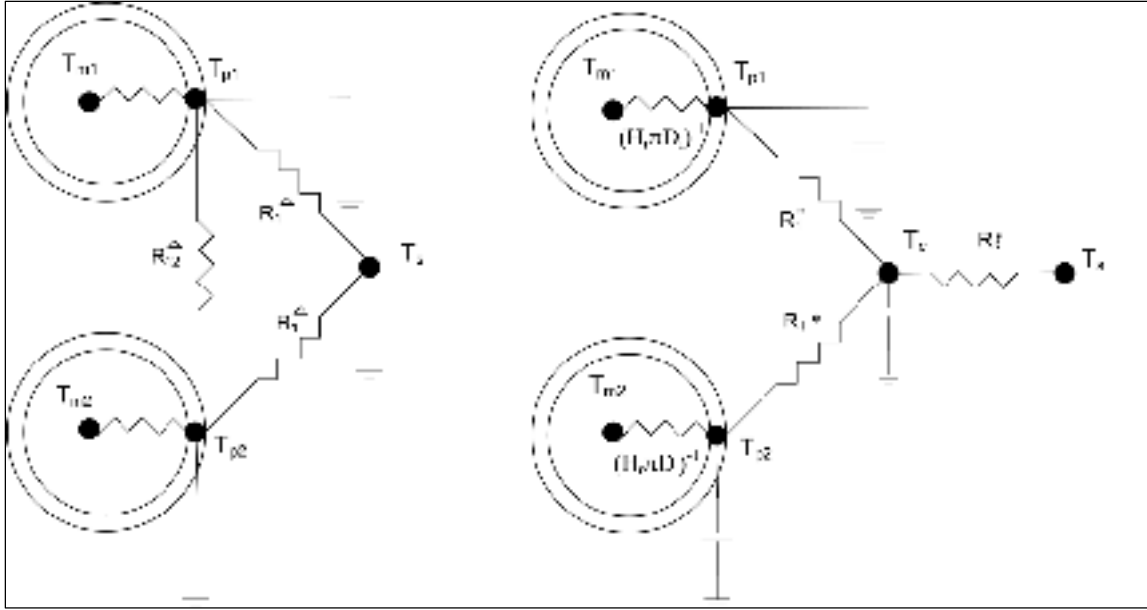


Figure 2.4 Thermal resistances of the borehole

$$R_1^* = \frac{R_1^A \cdot R_{12}^A}{2 \cdot R_1^A + R_{12}^A} = \frac{1}{H_p \cdot \pi \cdot D_e} \quad (2.25)$$

$$R_3^* = \frac{(R_1^A)^2}{2 \cdot R_1^A + R_{12}^A} = \frac{1}{H_s \cdot \pi \cdot D_b} \quad (2.26)$$

H_s and H_p was calculated with the equation (2.25) and (2.26).

2.3.3 Grout

The temperature of the grout is solved with equations (2.27-2.28):

$$\rho_c \cdot A_c \cdot C_{p_c} \cdot \frac{dT_c}{dt} = -q_{p1} - q_{p2} + q_s + k_c \cdot \frac{\partial^2 T_c}{\partial z^2} \quad (2.27)$$

$$q_s = H_s \cdot \pi \cdot D_b \cdot (T_s - T_c) \quad (2.28)$$

q_{p1} and q_{p2} are respectively the flux of the descending flow pipe and ascending flow pipe to the grout and H_s is calculated with equation (2.28).

2.3.4 Ground

The ground temperature is calculated with a two-dimensional model,

$$\rho_s \cdot C_{p_s} \cdot \frac{dT_s}{dt} = k_s \cdot \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + k_s \cdot \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \quad (2.29)$$

with at the contact between the ground and the borehole:

$$n \cdot (-k_s \cdot \nabla T_s) = H_s \cdot (T_{c_{mean}} - T_s) \quad (2.30)$$

The interest in using a two-dimensional model lies in the fact that it makes it possible to take into account the effect of a borehole to an over one. In this article, we study only one active borehole at a time, but in a more complex study, the position of boreholes relative to one another can easily be studied with this two-dimensional model. The model was compared to, and validated using a model developed by Lamarche (2011) of the ground.

2.4 Model

The model is compared to the experimental heat pump located at CTT in Montreal (Figure 2.5), with only one loop activated.

The borehole is 30 meters long, but the internal piping from the heat pump to the borehole is not isolated, so 10 meters is added to take account the heat exchange of the refrigerant in this part (Figure 2.6). The following measurements are carried out in the experiment: the pressure and the temperature before the valve, the mass flow rate at the exit of the compressor and the temperatures of the pipe at five different positions in the loop:

- $z=10$ meters in the descending flow;
- $z=34$ meters in the descending flow;

- $z=40$ meters in the U-bend;
- $z= 34$ meters in the ascending flow;
- $z= 10$ meters in the ascending flow.

In $z=0$ m, the conditions at the entry of the evaporator for the descending flow are the flow rate and enthalpy.

The enthalpy is calculated with the pressure and the temperature of the pipe minus one degree before the valve. The temperature correction of one degree is the difference between the temperature of the pipe, which is measured, and the temperature of the R22, that we need for the calculation of the enthalpy.

For $z=0$:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_i$$

$$h_m = h_i$$

The same condition is imposed for all z at $t=0$.

In the experiment, the pressure at the entry is not measured. However, with the temperature of the pipe at $z=10$ meters, and with the hypothesis that the refrigerant is in a saturated mixture, the pressure can be calculated; this pressure is imposed at $z=10$ m for the descending flow (Figure 2.6).

$$P_m = P_{\text{sat}} \text{ for } z=10 \text{ m}$$

For $z=40$ m for the ascending flow:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1$$

$$P_{m2} = P_{m1} - \Delta P_{\text{bend}}$$

$$h_{m2} = h_{m1}$$

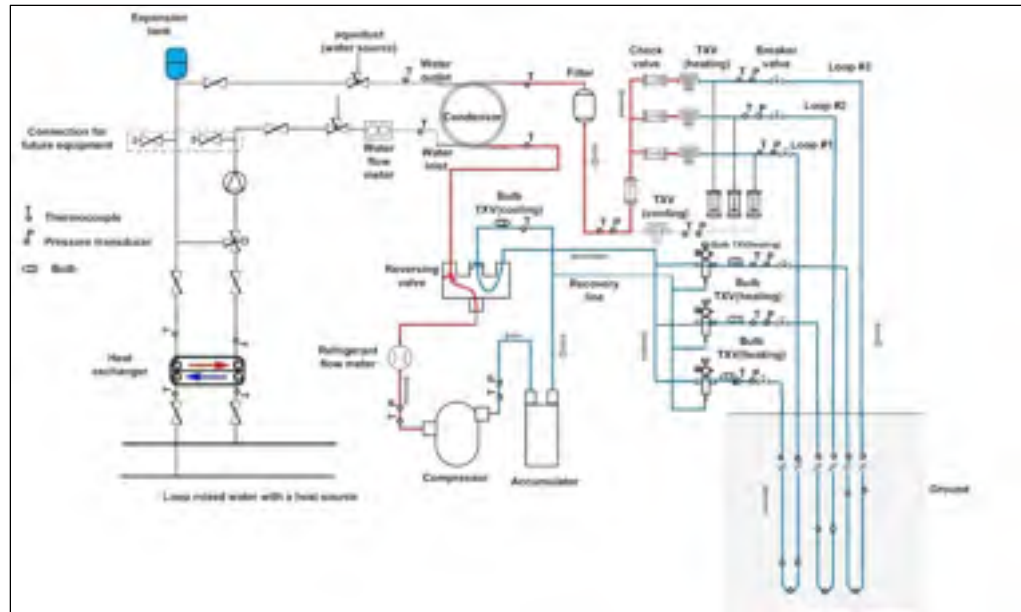


Figure 2.5 Schematic of the experimental device in heating mode

For more information on the experiment, see the experimental study by Fannou et al. (2014b)

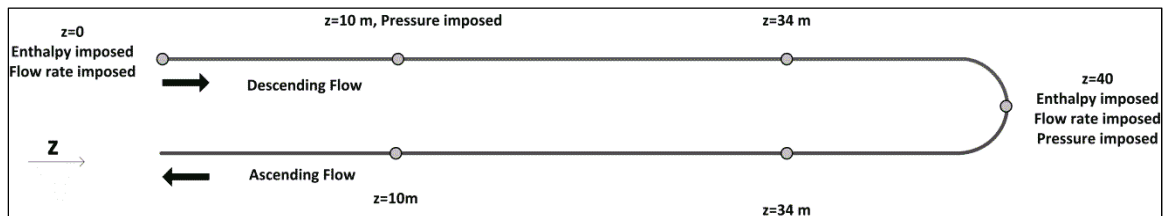


Figure 2.6 Schematic of the borehole

The boundary conditions for the 2D ground model are summarized in Figure 2.7.

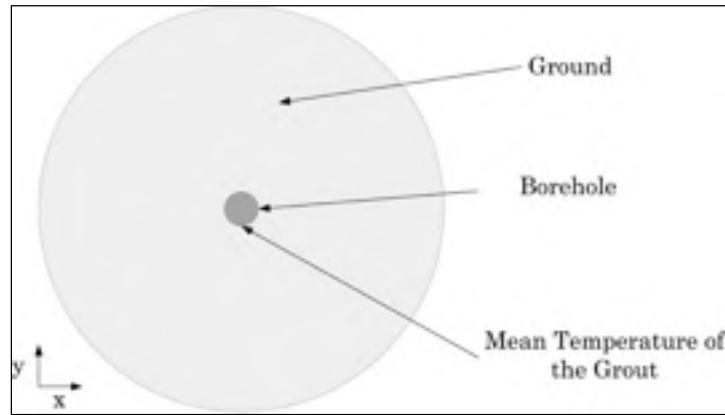


Figure 2.7 Two-dimensional model of the ground

All the properties of the fluid depend on the enthalpy and the pressure; they are obtained with the RefProp software.

2.5 Results

2.5.1 Validation

To validate the model, a comparison between the simulated and measured values of the temperature of the pipe in 5 different locations was carried out. A comparison is also done on the enthalpy and the pressure at the exit. We also performed a comparison with an experiment conducted in our laboratory in a two-hour test. As stated earlier, the entry of the model is the enthalpy and the mass flow rate at $z=0$ meters and the pressure at $z=10$ meters. The measured pressure presented in Figure 2.8 is seen to be highly oscillating. In order to avoid a small time step, only smoothed values are imposed in our model with a three-order polynomial equation.

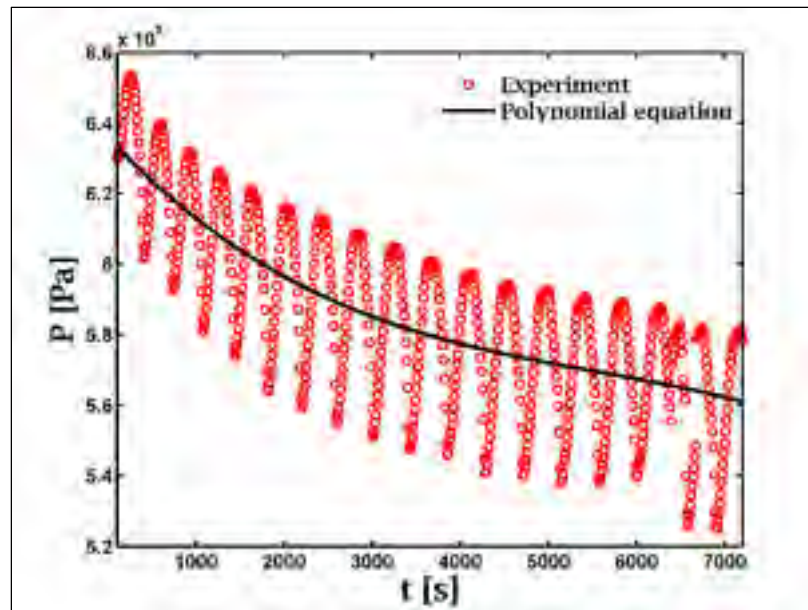


Figure 2.8 Pressure at $z=10$ m for descending flow

The inlet enthalpy is shown in Figure 2.9.

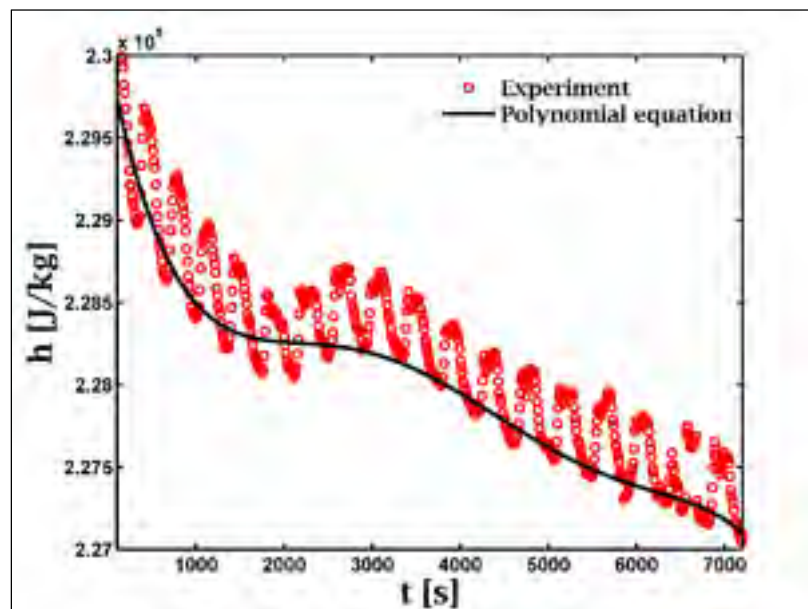


Figure 2.9 Enthalpy at the entry of the evaporator

The mass flow rate is measured at the exit of the compressor. Even if only one loop is activated, a small portion of the flow rate enters loops 2 and 3 (based on the result of the experiment). The flow rate is decreased by 20 percent to take this effect into account (Figure 2.10).

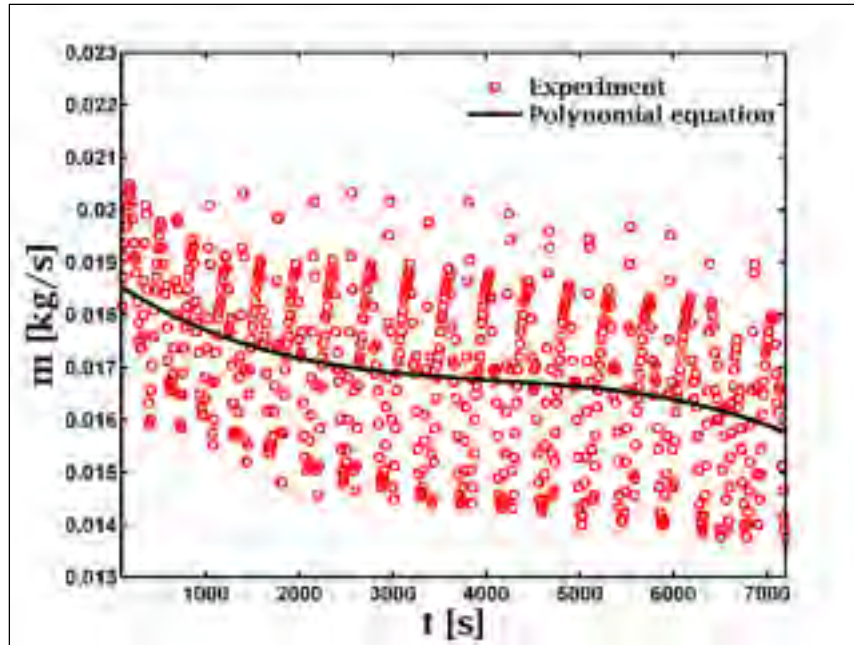


Figure 2.10 Mass flow rate at the entry of the evaporator

The properties of the ground, grout and pipe are presented in Tableau 2.1.

Tableau 2.1 Parameters of the model

Variables	Values
Le1, length of the descending flow (m)	40
Le2, length of the ascending flow (m)	40
Di1, internal diameter of descending flow (mm)	7.9
Di2, internal diameter of ascending flow (mm)	11.07
Di1, external diameter of descending flow (mm)	9.5
Di2, external diameter of ascending flow (mm)	12.7
Ts, initial temperature (K)	287.5
Db, diameter of the borehole (m)	0.076
D Distance between pipes (m)	0.02
k_p (W/m.K)	401
C_{p_p} (J/kg.K)	385
ρ_p (kg/m ³)	1000
k_{grout} (W/m.K)	1.6
$C_{p_{grout}}$ (J/kg.K)	800
ρ_{grout} (kg/m ³)	2300
k_{ground} (W/m.K)	2.8
$C_{p_{ground}}$ (J/kg.K)	600
ρ_{ground} (kg/m ³)	2000
θ	$\frac{\pi}{2}$

Figure 2.11 to Figure 2.15 show the calculated and the smoothed measured temperature of the pipe at five different positions:

- $z=10$ meters in the descending flow, Figure 2.11;
- $z=34$ meters in the descending flow, Figure 2.12;
- $z=40$ meters in the U-bend, Figure 2.13;
- $z=34$ meters in the ascending flow, Figure 2.14;
- $z=10$ meters in the ascending flow, Figure 2.15.

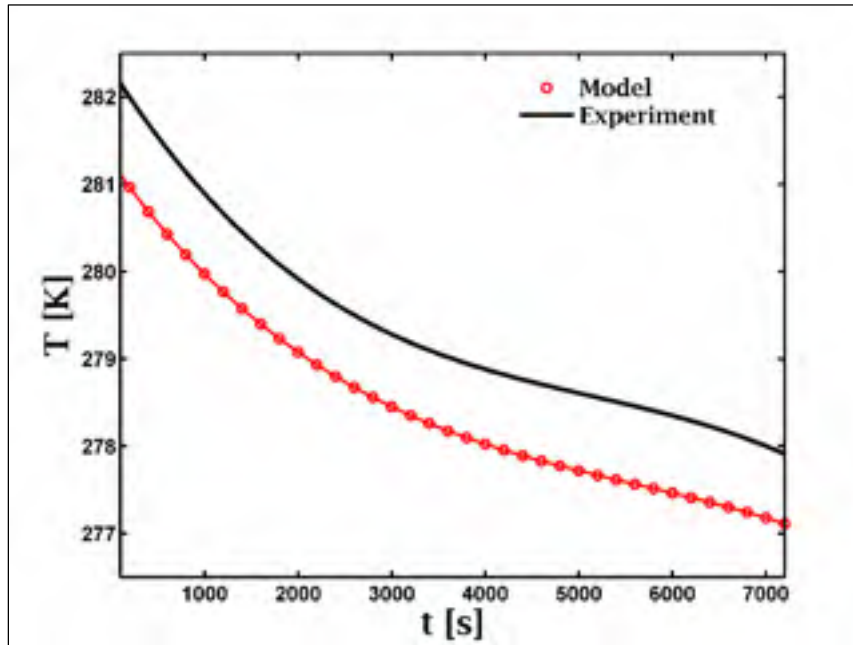


Figure 2.11 Temperature at $z=10$ meter in the descending flow

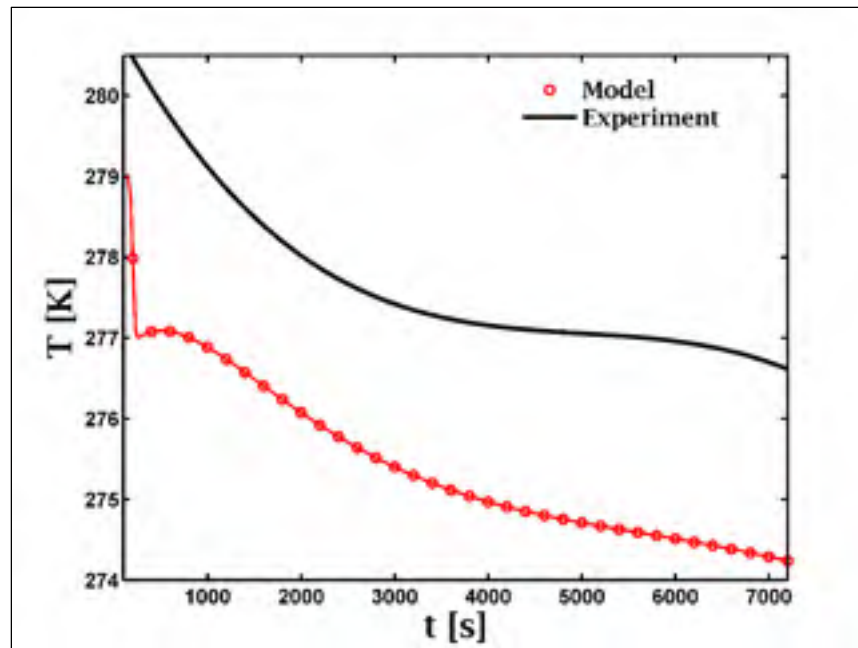


Figure 2.12 Temperature at $z=34$ meter in the descending flow

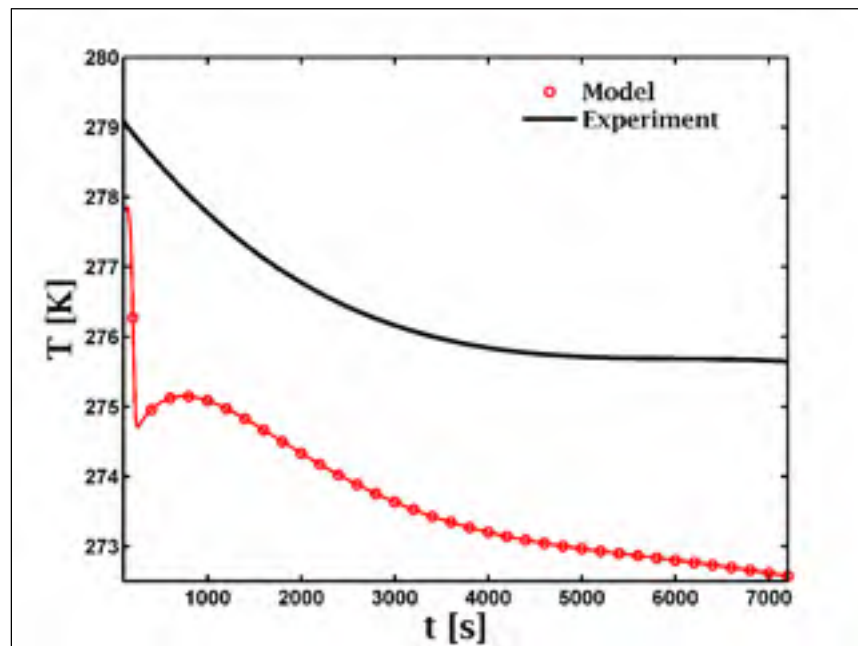


Figure 2.13 Temperature at $z=40$ meters

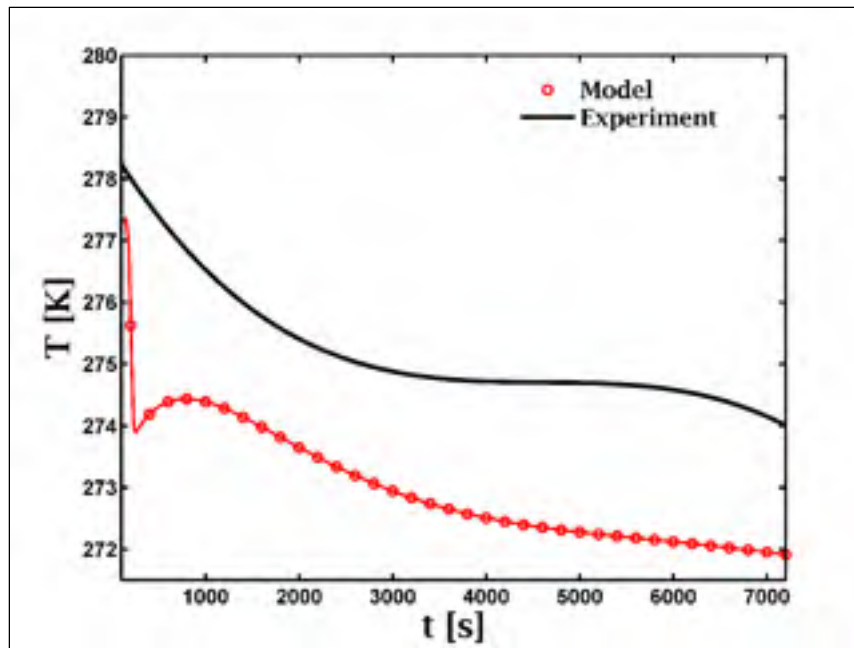


Figure 2.14 Temperature at $z=34$ meters in the ascending flow

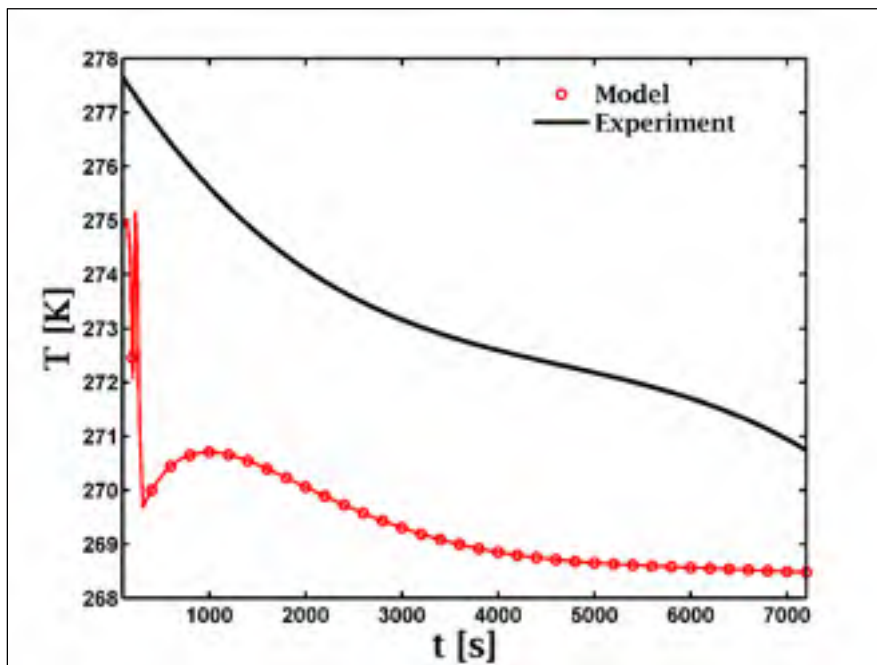


Figure 2.15 Temperature at $z=10$ meters in the ascending flow

In all the figures, the evolution of the temperature is the same for the model and for the experiment. The difference at the beginning of the test for Figure 2.14 and Figure 2.15 can be explained by the fact that the initial condition of the grout may be different.

Figure 2.16 shows the difference between the model at 1000 and 7200 seconds. The maximum difference is 4.5 degrees Kelvin, which is an acceptable error if we take into account all the precision of the correlations of a two-phase model.

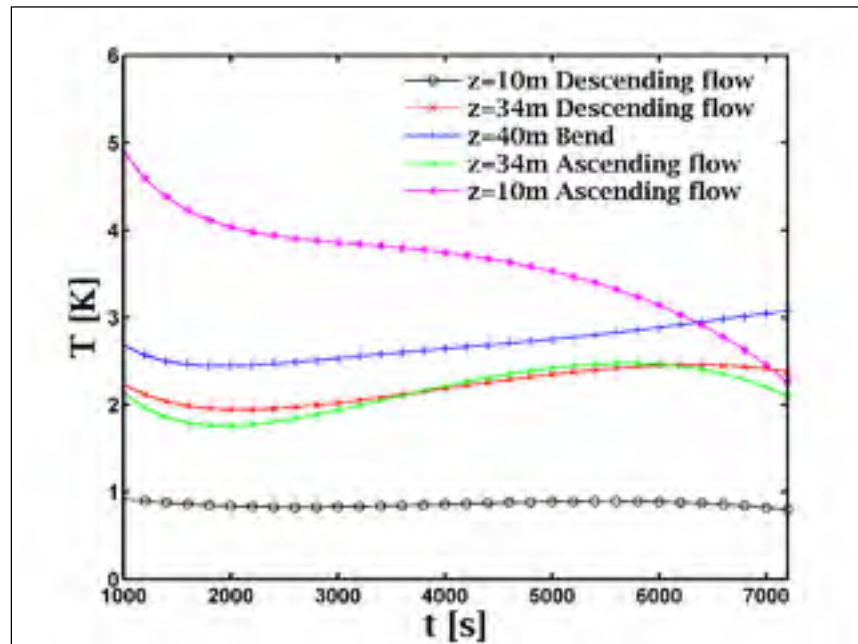


Figure 2.16 Difference between the temperature of the pipe in the model and in the experiment

The pressure at the exit of the heat exchanger is shown in Figure 2.17.

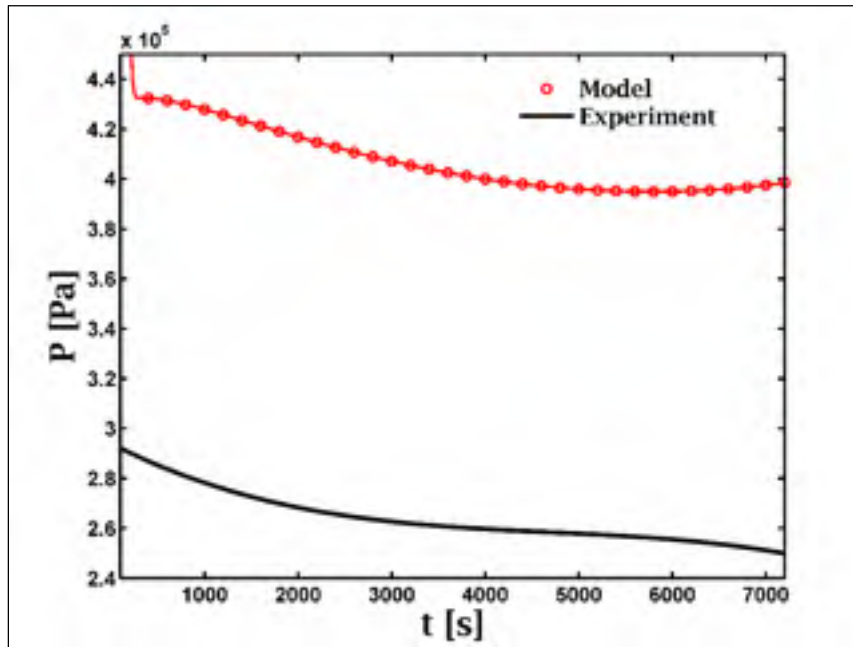


Figure 2.17 Pressure at the exit of the exchanger

In this figure, the experimental pressure is the measured pressure at the entry of the compressor. We do not have a real measure of the exit pressure of the heat exchanger in our experiment.

This partially explains the difference of approximately 150 kPa between these two pressures. It is also possible that the pressure drop in the exchanger was too low, even though it increased by 55 percent. This problem of the precision of the pressure drop correlation in a two-phase flow is frequently encountered in the literature.

Figure 2.18 shows the difference between the calculated enthalpy at the exit of the heat exchanger and the measured value. We see that in this case, the correlation is better.

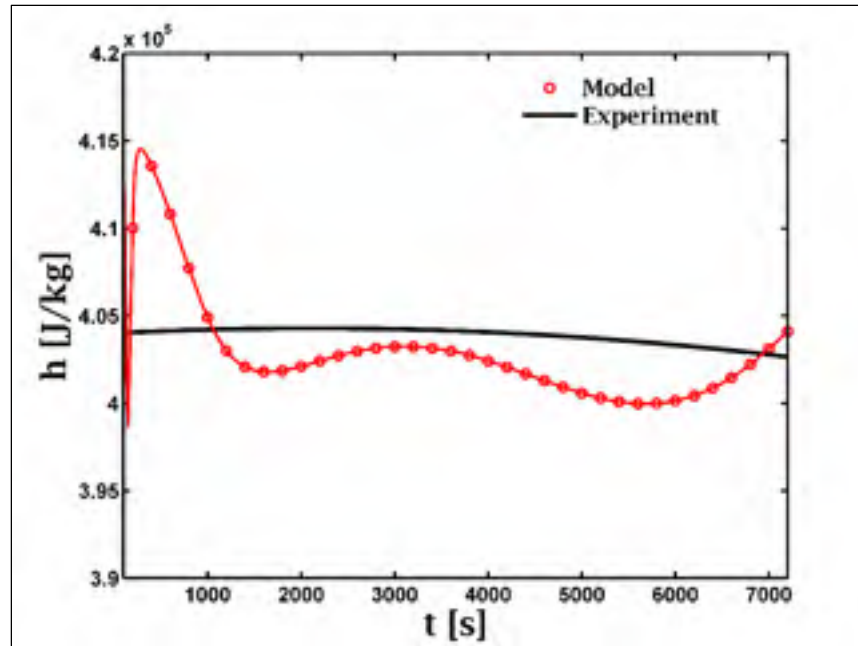


Figure 2.18 Enthalpy at the exit of the exchanger

The superheat value at the exit of the evaporator calculated with the enthalpy and the pressure given in Figure 2.17 minus 150 kPa (see previous comment) is presented in Figure 2.19. We can see that the superheat is always present during the simulation.

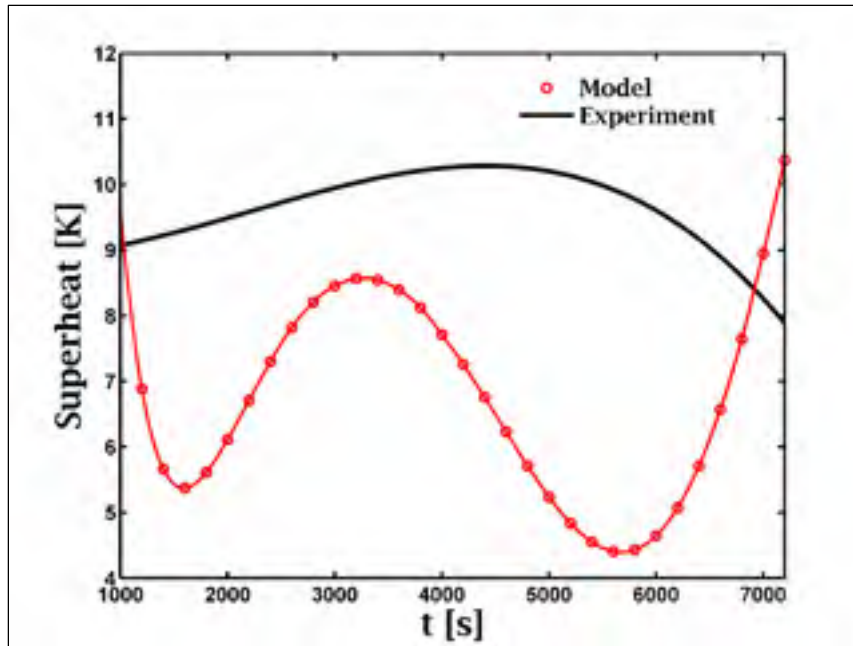


Figure 2.19 Superheat

Although some differences may be present, the complexity of the model and the precision of the correlations can partially explain this result. Even given this scenario, the difference is acceptable and represents a step toward a more complex model of a DX ground source heat pump.

2.5.2 Parametric study

Following this validation, a parametric study was realised to illustrate the importance of some parameters in the heat extraction rate of the exchanger.

The parameters are:

- The mass flow rate, Figure 2.20;
- The length of the exchanger, Figure 2.21;
- The angle of the borehole, Figure 2.22.

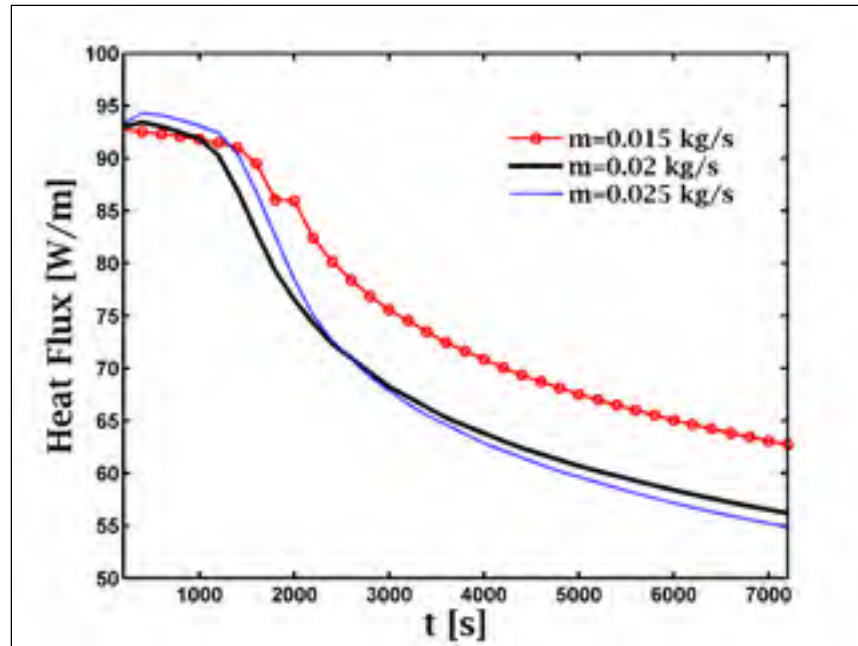


Figure 2.20 Parametric study of the mass flow rate

Figure 2.20 shows the heat extraction rate in W/m with three different mass flow rates at the entry of the exchanger. At the beginning of the test, the heat flux is higher, with a higher mass flow rate ($m=0.025$ kg/s), but after 2000 seconds, the inverse occurs. That can be explained by the fact that with a high mass flow rate, the temperature of the ground decreases quickly. It is then preferable, for the efficiency of the heat pump, to have more boreholes with smaller mass flow rates than one with a high mass flow rate. Of course this remark does not take account the cost of drilling.

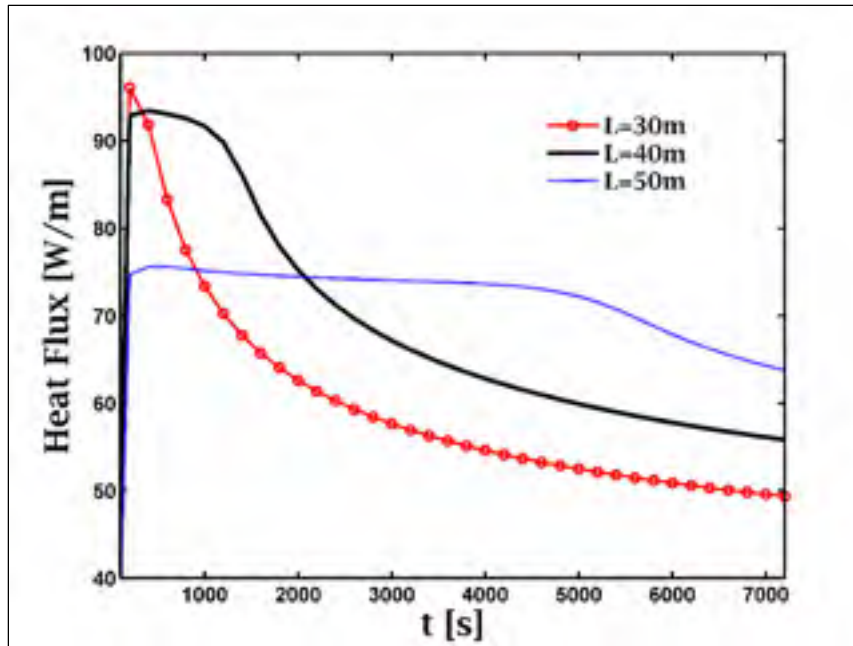


Figure 2.21 Parametric study of the length of the borehole

Figure 2.21 shows that in a short period of time, the shorter borehole ($L=30$ m) has the best efficiency of heat transfer by meter. This is because the phase changes occur across most of the exchanger length, and the heat flux is higher in a two-phase flow than in a one-phase flow. For example, at 1000 seconds, the phase change occurs on 100% of the length for 30 m, 90% for 40 m and 60% for 50 m.

This heat flux also decreases rapidly after a short period for $L=30$ m, the same evolution happen at $L=40$ m and $L=50$ m but later. During the test, the ground temperature is decreasing and of course that will decrease the heat exchange between the R22 and the ground. This heat exchange is in two parts, the phase change with a big heat transfer coefficient (3000 to 5000 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$) and the superheat with a small heat transfer coefficient (100-350 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$). In the beginning of the test, the superheat decreases and the mean heat flux per meter doesn't change a lot. But when the superheat disappear the mean heat flux per meter decreases quickly because the phase change decreases. To conclude, for a constant and high heat flux per meter, a minimum superheat needs to be present.

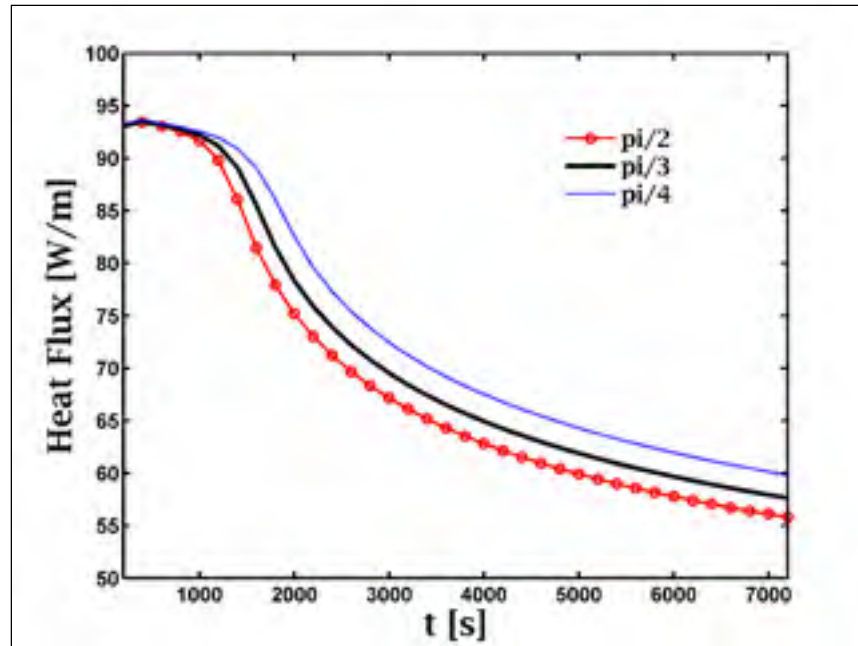


Figure 2.22 Parametric study of the angle of the borehole

Figure 2.22 shows that the orientations have a direct impact on the heat flux of the heat exchanger. We can increase the heat exchange by 7% in two hours by changing the angle of the borehole (compared to the horizontal) from $\pi/2$ to $\pi/4$. This can be explained by the fact that the pressure drop actually increases by 10% when the angle decreases. If the pressure is lower in the flow, the difference in temperature between the ground and the flow is higher and the heat flux increases. However, this increase in pressure drop is going to increase the work of the compressor, and thus decrease the performance of the global heat pump. Also, if the angle is too high, the cost of installation and the influence of the environment can increase. A more complex analysis needs to be done with a global model for this parameter. This parametric analysis proves that for a higher heat extraction rate, the exchanger needs an optimum length, angle and a small mass flow.

2.6 Conclusion

Direct Expansion (DX) ground source heat pump is an interesting technology for use in increasing the efficiency of building heating and cooling systems. A review of the literature reveals a dearth of scientific research on DX geothermal heat pump systems. To help design this technology, a model of a ground source heat pump needs to be developed. In this study, a model of the ground exchanger is presented for a heating process. The model represents the phase change of the refrigerant, here Chlorodifluoromethane R22, with governing continuity, momentum and energy equations and with a heat exchange between the pipe and grout and the grout and the ground. A comparison between the model and the experiment is performed. The results allow us to validate the model and to analyse the influence of the mass flow rate, the length of the exchanger and the angle between the borehole and the horizontal. The next step in improving the model is to link the model to other components, such as exchangers with water and a compressor, to have a complete model of the system, and to use it to improve the design of the ground heat exchanger for DX ground source heat pumps.

CHAPITRE 3

MODELING AND EXPERIMENTAL VALIDATION OF A TRANSIENT DIRECT EXPANSION HEAT PUMP

Clément Rousseau, Jean-Louis Comlan Fannou, Louis Lamarche, Stanislaw Kaji

Département de Génie Mécanique, École de Technologie Supérieure, 1100 Notre-Dame Ouest,
Montréal, Québec, Canada H3C 1K3

Article accepté dans International Journal of Renewable Energy Development
Mai 2017

3.1 Abstract

Geothermal heat pump technology is currently one of the most interesting technologies used to heat buildings. There are two designs used in the industry: geothermal heat pump using a secondary ground loop and Direct Expansion (DX) ground source heat pump. The latter is less used, possibly because less research has been carried out for the design of this kind of heat pump. In this paper, a transient model using the Comsol Multiphysic of a DX ground heat pump is presented in heating mode with R22, and a comparison with experimental results is presented with a 24-hour test. It is shown that the model is adequately validated by our experiment with only a maximum difference of 15%. Following this validation, a parametric analysis is realised on the geometry of the borehole. This study conclude that to have the best heat extraction of the ground, the pipes shank spacing need to be important without increasing the borehole diameter

3.2 Introduction

The last decade has seen a jump in interest in the Geothermal Heat Pump (GHP). This may be explained by the fact that this technology can provide heating and cooling for a building at very low cost. There are two designs used in the industry, namely, the Geothermal Heat Pump using a secondary ground loop and the Direct Expansion (DX) ground source heat pump. Both operate on the simple vapour compression refrigeration cycle (Beauchamp,

Lamarche et Kajl, 2013b), with the main difference between them being that with the DX geothermal heat pump (Figure 3.1), the ground heat exchanger is part of the refrigeration cycle. The energy and operational performances of the system are thus directly related to the working fluid behaviour, the refrigerant, in relation with the ground heat transfer.

A review of the literature reveals the presence of several publications on geothermal secondary loop systems (Belzile, Lamarche et Rouse, 2016; Capozza, De Carli et Zarrella, 2012; Esen et Inalli, 2009; Ruiz-Calvo et Montagud, 2014; Self, Reddy et Rosen, 2013), but a lack of scientific research and publications on direct expansion geothermal heat pump systems. One of the first studies of the DX heat pump was conducted by Smith (1956), who studied a geothermal DX horizontal heat pump and compared it to a secondary loop heat system. He proved that the size of the exchanger can be reduced, but also that the heat rejection or heat absorption needs to be controlled according to changes in ground temperature. One problem he encountered was in controlling the oil in the ground exchanger. Following this study, many other research endeavours also arrived at the same conclusion (Freund et Whitlow, 1959; Goulburn et Fearon, 1978; 1983).

More recently, a few works have been published on DX heat pumps. Wang X. et al. (2009) conducted an experimental study of a DX heat pump with the refrigerant R134a in heating mode. Their system consisted of three vertical 30 m deep boreholes examined over a period of 20 days in the winter. According to the results, on average, COP_{hp} and COP_{sys} were 3.55 and 2.28, respectively, and the average heating capacity obtained was 6.43 kW. They noted the problem of maldistribution of refrigerant flow between the boreholes. Wang H. et al. (2013) conducted an experimental study on a DX heat pump in heating mode, consisting of four vertical 20 m wells, for which a copper coil system was developed to facilitate oil return. Austin et al. (2011) present a very interesting parametric study of a vertical DX heat pump with CO_2 , especially the impact of the number and the length of the loop on the COP. They improved the COP by 18% and the heat flux of the condenser by 17%. Fannou et al. (2014b) analyzed an experiment with three vertical 30 m deep boreholes in heating mode, like Wang et al., but with R22. They concluded that a dimensioning effort should be made to minimize

the pressure drop in the evaporator in order to find a compromise between low pressure drop, oil return and refrigerant charge. In 2011, Halozan (2011) presented a study on the commercialization of ground source heat pumps and the barriers facing the technology, in which he highlighted the lack of a design method as one of the major problems facing DX technology. In 2010, a report by the U.S. Department of Energy (Geothermal heat pump manufacturing activities 2009, 2010) showed that 87,717 geothermal heat pump with secondary loops were installed in 2009 in the USA, compared to only 759 DX units.

In 2014, Eslami-Nejad et al. (2014) developed a quasi-steady-state model of a vertical borehole with CO₂. This model can be used in a geothermal heat pump application. Much like in the classical heat pump market, the use of CO₂ in the geothermal heat pump is probably going to increase in the coming years.

This review shows a big gap for this technology, there is not a transient model of a direct expansion geothermal heat pump in the literature. Even if a lot of classical transient models of heat pumps can be found (Underwood, 2016; Vargas et al., 1995; White et al., 2002), they can't be used with a direct expansion geothermal application. The modeling of this heat transfer in the ground is more complex and difficult to take account for this type of model. A new model needs to be developed.

The proposed modeling and analysis of this DX heat pump therefore aims to fill this gap and to help improve this technology. Modeling and analysing a direct expansion geothermal heat pump begins with the modeling of different components: ground heat exchanger, compressor, thermostatic expansion valve, reversing valve, pipe, and water-refrigerant exchanger, and the coupling of these components to form a closed loop corresponding to the heat pump.

A previous study by Rousseau et al. (Rousseau et al., 2015a) already looked at the analysis and modeling of the ground heat exchanger in evaporator mode. In this study, all components of the heat pump are fully coupled in order to model the whole DX system in a unsteady

analysis. The simulation is done with R22 as refrigerant since it was the one used in our experimental set-up but can be used with other refrigerants as well.

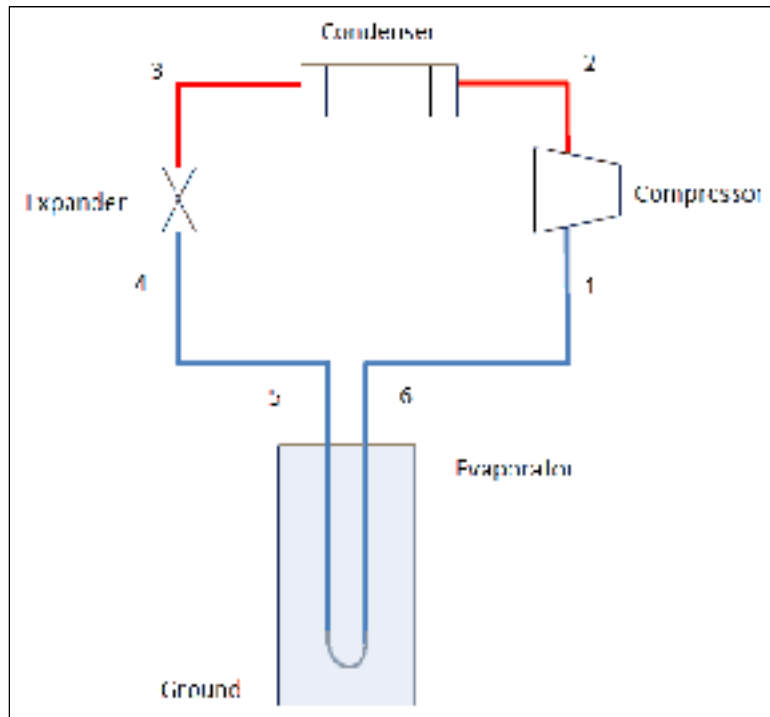


Figure 3.1 Direct expansion heat pump

3.3 Theory

In this study, the model is divided into four components (see Figure 3.1):

- The compressor, between points 1-2;
- The condenser, between points 2-3;
- The expander, between points 3-4;
- The evaporator, between points 5-6.

For each exchanger, the governing continuity, momentum and energy and heat exchange equations were solved using Comsol Multiphysics 4.2.

The compressor and expander were solved with steady state equations. For the condenser and evaporator, transient equations were used to take into account the impact of the ground and the control of the superheat.

3.3.1 Compressor

The pressure at the entry of the compressor was calculated with the classical expression:

$$P_1 = \frac{P_2}{\left(\left(1 - \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 \cdot V_{\text{comp}} \cdot f_r} \right) \cdot \frac{1}{Cc} + 1 \right)^n} \quad (3.1)$$

The work of the compressor was calculated with:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_2 \frac{n}{n-1} \cdot \frac{P_1}{\rho_1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.2)$$

$$h_2 = \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_2} + h_1 \quad (3.3)$$

The following are all the properties of the compressor used in this article, they can be found with the documentation of the compressor:

Tableau 3.1 Parameters of the compressor

Variables	Values
V_{comp}	67.011e-6
f_r	60
Cc	0.14
n	1.114

The rotation speed of the compressor, f_r , can be changed in the experiment and the model. The rest of the property is fixed for the experiment.

For more information, see Ndiaye et al. (Ndiaye et Bernier, 2010).

3.3.2 Condenser

The condenser in this study is a heat exchanger with two coaxial tubes with an inner tube that is used to heat water and an outer tube with the R22 flow.

For each flow, R22 and water, the governing continuity, momentum and energy equations are solved.

$$\frac{\partial \rho_m A}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} = 0 \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}v}{\partial z} + \frac{\partial P_m A}{\partial z} = -\tau_w \cdot Pr \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial \rho_m A h_m}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m} h_m}{\partial z} = \frac{\partial P_m A}{\partial t} + q_c' + v \frac{\partial P_m A}{\partial z} \quad (3.6)$$

With

$$q_c' = H_c \pi D_i (T_p - T) \quad (3.7)$$

$$\tau_w = \frac{f \dot{m} v}{8} \quad (3.8)$$

The friction factor was calculated with the Garimela correlation (Garimella et Christensen, 1995a) for the condenser.

H_c in Eq. (3.7) is calculated with:

- Garimela's correlation (Garimella et Christensen, 1995b), for one-phase flow;
- Koyama's correlation (Koyama et al., 1990), for two-phase flow.

For more information about the model and the validation of the condenser, see (Fannou et al., 2012).

3.3.3 Expander

The expander is a major component in this system, and serves two purposes: decrease the pressure between the two exchangers and control the superheat at the entry of the compressor.

The expander is considered to be isenthalpic.

$$h_4 = h_3 \quad (3.9)$$

In this study, the classical representation of the expander is used:

$$\dot{m}_3 = \sqrt{\frac{P_3 - P_4}{C_X}} \quad (3.10)$$

C_X represent a valve coefficient which is minimum when the valve is fully opened ($X_s=1$) and maximum when it is closed ($X_s=0$)

$$C_X = (V_h - V_b)(1 - X_s) + V_b \quad (3.11)$$

It is assumed that the opening of the valve (X_s) varies linearly with the superheat

$$X_s = [(T_1 - T_{satP1}) - T_{superheat}]a_s + b_s \quad (3.12)$$

Here, the superheat, $T_{superheat}$, setpoint is fixed at 9.5 K, as it was the case in the experiment, with the two constants a_s and b_s , being 0.1 and 10, respectively. These constants were found by calibrating the model to the experimental data. See section 4.4 for more information about the experimental heat pump use in this study.

The constant V_b is calculated using the initial pressure drop of the expander, and V_h can be found using the maximum pressure drop that the expander is capable of achieving using the documentation or experiment.

In this study:

$$V_h = 7.5e9 \text{ Pa.s}^2/\text{kg}^2$$

$$V_b = 2.23e9 \text{ Pa.s}^2/\text{kg}^2$$

In this model, it is not the mass flow rate in the expander which is calculated, but rather, the pressure at the entry of the expander, P_3 .

3.3.4 Evaporator

The evaporator is composed of 6 different elements (see Figure 3.2):

- The R22 flow rate descending in the borehole;
- The R22 flow rate ascending in the borehole;
- The copper pipe where the R22 is descending;
- The copper pipe where the R22 is ascending;
- The grout surrounding the pipes;
- The ground around the borehole.

In this study, the governing continuity, momentum and energy equations, as well as the equations relating to the heat exchange between the flow and the pipe, the pipe and the grout, and finally, the grout and the ground, are solved in a 1D model.

$$\frac{\partial \rho_m A}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} = 0 \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m} v}{\partial z} + \frac{\partial P_m A}{\partial z} = -\tau_w Pr - \rho_m A g \sin \theta \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial \rho_m A h_m}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m} h_m}{\partial z} = \frac{\partial P_m A}{\partial t} + q_r' + v \frac{\partial P_m A}{\partial z} \quad (3.15)$$

$$q_r' = H_r \pi D_i (T_p - T) \quad (3.16)$$

H_r in Eq. (3.16) is calculated using Gnielinski (Gnielinski, 1975) for one-phase flow and Chen (Chen, 1966) correlation for two-phase flow.

The temperature of the pipe and the grout is solved with the following equations (3.17-3.20):

$$\rho_p A_p C_{p_p} \frac{dT_p}{dt} = -q_r' + q_p' + k_p A_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} \quad (3.17)$$

$$q_p' = H_p \pi D_e (T_c - T_p) \quad (3.18)$$

$$\rho_c A_c C_{p_c} \cdot \frac{dT_c}{dt} = -q_{p1}' - q_{p2}' + q_s' + k_c A_c \frac{\partial^2 T_c}{\partial z^2} \quad (3.19)$$

$$q_s' = H_s \pi D_b (T_{s_{mean}} - T_c) \quad (3.20)$$

With q_{p1}' and q_{p2}' the flux of the descending and ascending flow.

H_s and H_p was find using the Kennelly's delta-star transformation of the circuit of Hellstrom (Hellström, 1991).

The thermal response of the ground is solved in a 2D model do be able to represent the interaction of different boreholes in a future work.

$$\rho_s C_{p_s} \frac{dT_s}{dt} = k_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + k_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \quad (3.21)$$

With at the contact between the ground and the borehole:

$$n \cdot (-k_s \nabla T_s) = H_s (T_{c_{mean}} - T_s) \quad (3.22)$$

More details on the evaporator model is described in, Rousseau et al. (2015a).

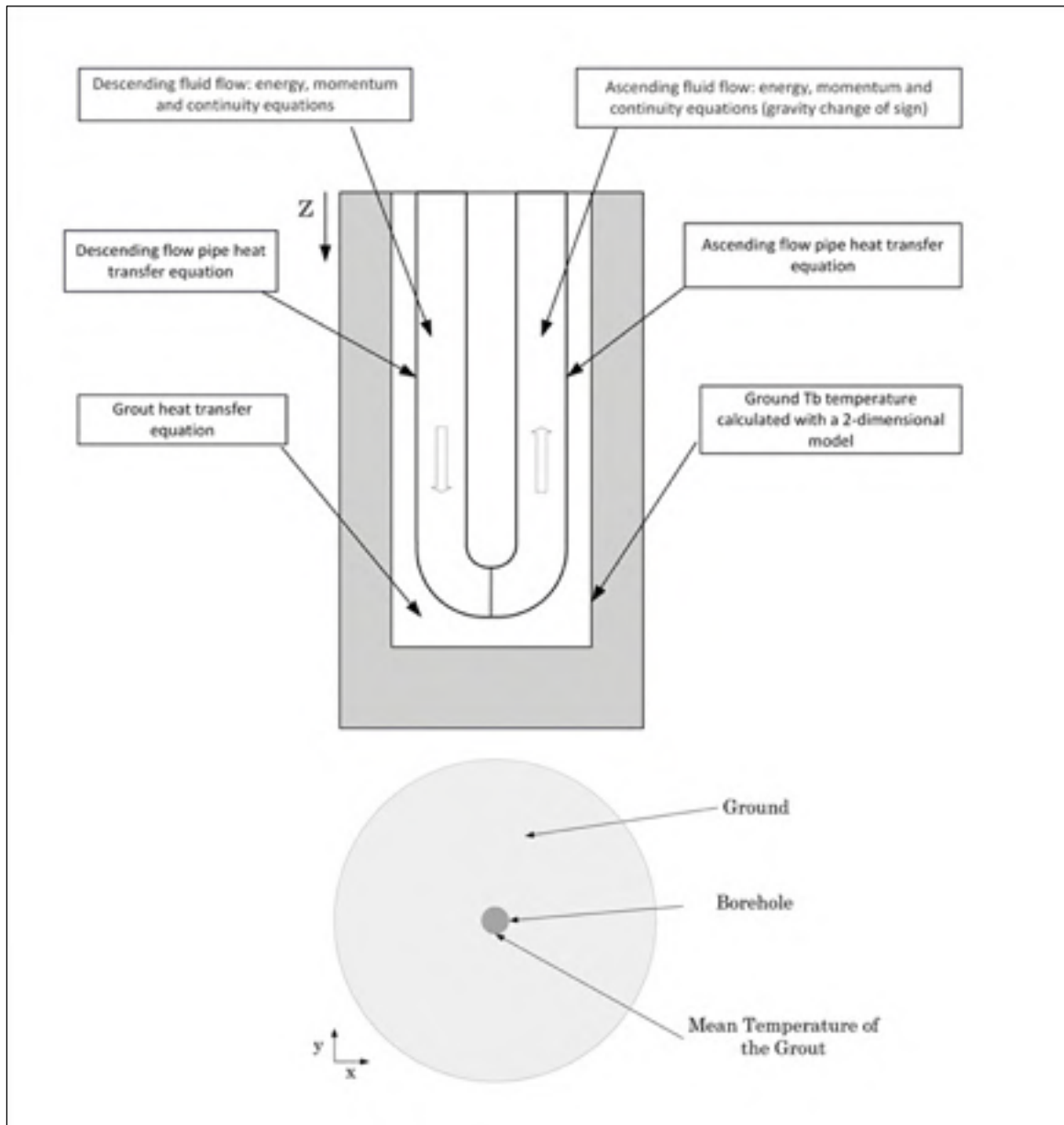


Figure 3.2 Evaporator model

The details of the evaporator model is described in, Rousseau et al. (Rousseau et al., 2015a).

The only difference in this study is that for the coupling, the pressure is imposed at the exit of

the exchanger with the equation (3.23), and not at the entry of the evaporator. This change is necessary for the coupling between the models.

As stated in the previous study (Rousseau et al., 2015a), there is a pressure drop between the borehole and the entry of the compressor. The pressure at the exit of the borehole was increased by 100 kPa to take this pressure drop into account. We considered the enthalpy at the entry of the compressor to be the same as at the exit of the evaporator, and that there was no heat loss between the two components.

$$P_1 = P_6 - 100e3 \quad (3.23)$$

$$h_1 = h_6 \quad (3.24)$$

In our experiment, only one loop was active, but a part of the flow passed into the two over one loop. The mass flow rate in the evaporator is set at 80% of the mass flow rate total in order to take this loss into account. This percentage was found by calibrating the model to the experimental data in the first study.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 \quad (3.25)$$

$$\dot{m}_5 = 0.8 \cdot \dot{m}_4 \quad (3.26)$$

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_6}{0.8} \quad (3.27)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad (3.28)$$

The heat loss between the expander and the compressor needs to be calculated, and the following experiment was used to calculate the correction:

$$h_5 = h_4 - 9000 \quad (3.29)$$

3.4 Model

The model is compared to the experimental heat pump located at the CTT in Montreal, see Figure 3.3.

The experimental setup used in this unit is a model DXWG-45 by Maritime Geothermal Company with a nominal capacity of 10 kW in cooling mode and 17.6 in heating mode with:

- a compressor piston, type (Tecumseh AVA5538EXN);
- a heat exchanger with coaxial water-refrigerant pipes (Turbotec BTSSC-60);
- Three expansion valvesTXV heating (Fig. 5) (model Danfoss TUBE 068U2162);
- an accumulator to protect the compressor.

In this study, only one borehole (so one expansion valves) is activated

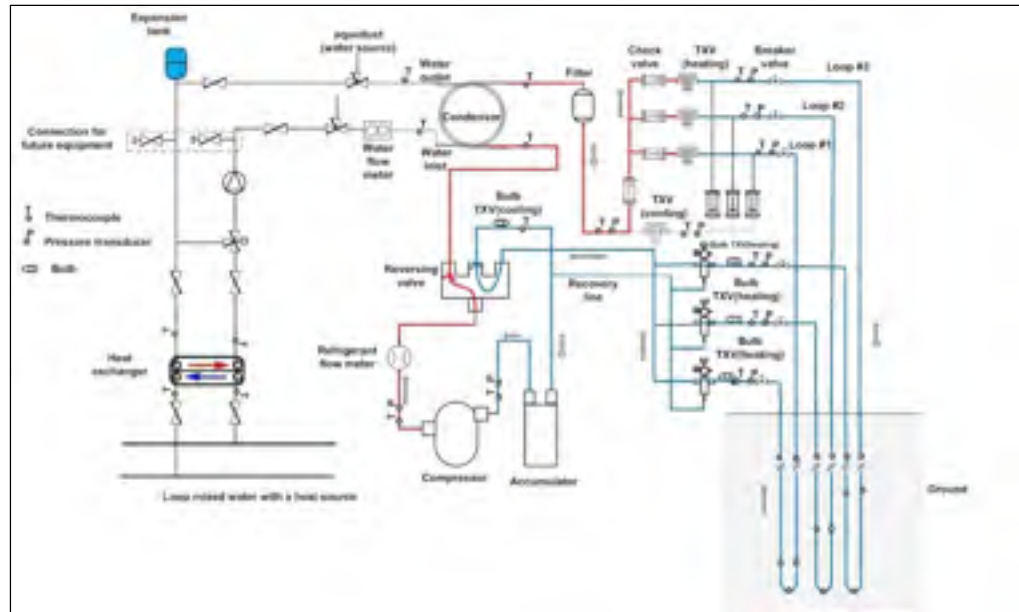


Figure 3.3 Schematic of experimental device in heating mode

To help the convergence of the simulation, the components were not coupled at the beginning. After few minutes of the simulation, the full coupling was activated. The whole coupling strategy is illustrated in Figure 3.4.

The initial conditions for each component were taken from the experiment. Initially, each component works independently (see Tableau 3.2).

Tableau 3.2 Initial Condition

Variables	Values
P_1 (Pa)	360e3
P_2 (Pa)	1350e3
\dot{m}_2 (kg/s)	0.017
\dot{m}_5 (kg/s)	0.0212
h_2 (J/kg.K)	4.59e5
h_4 (J/kg.K)	2.317e5

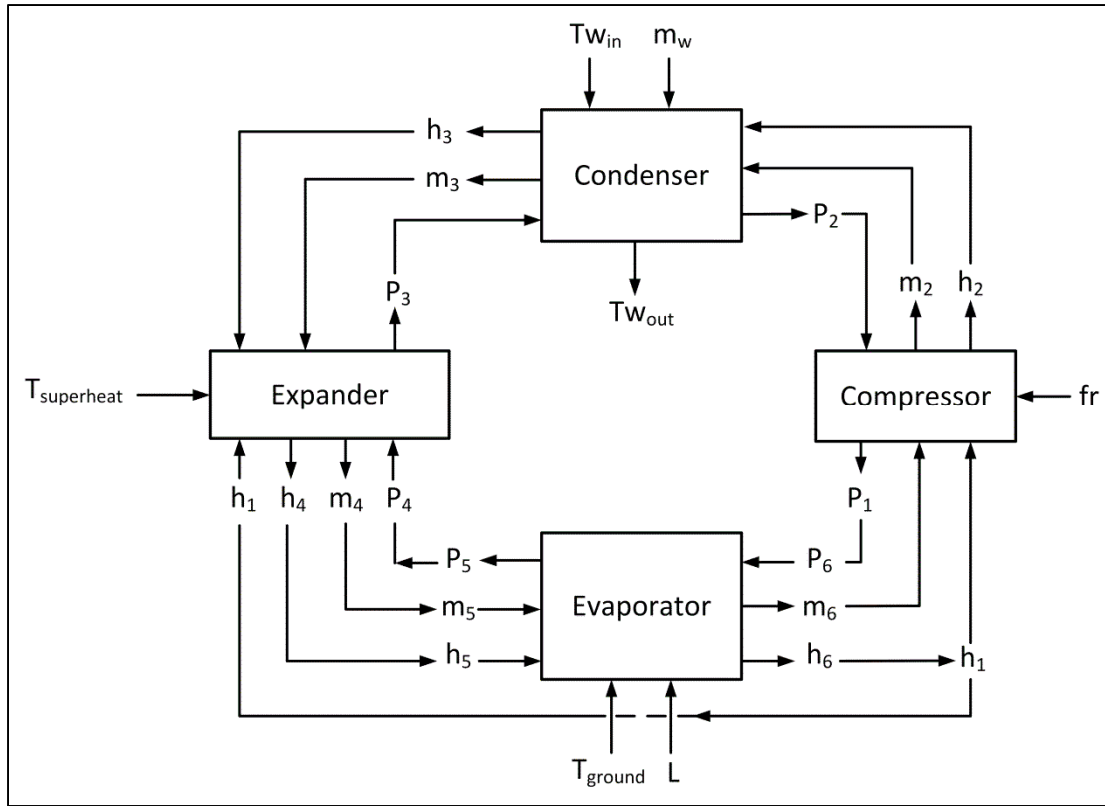


Figure 3.4 Entry and exit of all the models

In this study, many coupling methods for assembling the component models were tested. The final choice was to impose the pressure at the entry of the compressor (Eq. 3.1) and compute the flow rate using the expander law (Eq. 3.10).

The valve controls the superheat at point 1. For example, when the superheat decreases:

- The parameter X_s of the expander decreases, and so C_X increases (Eqs. (3.11) and (3.12));
- Then P_3 increases;
- Then \dot{m}_3 and \dot{m}_4 decrease;
- That affects the pressure at the entry and exit of the compressor, P_2 increases and P_1 decreases;
- And with P_1 and \dot{m}_4 decreasing, P_4 decreases;
- Finally, the superheat increases.

The parameters of the experiment, and for the model, are presented below:

Tableau 3.3 Parameters of model

Variables	Values
Le1, length of descending flow (m)	40
Le2, length of ascending flow (m)	40
Di1, internal diameter of descending flow (mm)	7.9
Di2, internal diameter of ascending flow (mm)	11.07
Di1, external diameter of descending flow (mm)	9.5
Di2, external diameter of ascending flow (mm)	12.7
Ts, initial temperature (K)	287
Db, diameter of the borehole (m)	0.076
D Distance between pipes (m)	0.02
k_p (W/m.K)	401
Cp_p (J/kg.K)	385
ρ_p (kg/m ³)	1000
k_{grout} (W/m.K)	1.4
Cp_{grout} (J/kg.K)	800
ρ_{grout} (kg/m ³)	2300
k_{ground} (W/m.K)	2.8
Cp_{ground} (J/kg.K)	600
ρ_{ground} (kg/m ³)	2000
θ	$\frac{\pi}{2}$
Entry temperature of water in the condenser	301.15
Length of the condenser (m)	6.3
Le1, length of descending flow (m)	40
Le2, length of ascending flow (m)	40
Di1, internal diameter of descending flow (mm)	7.9

The parameters for the compressor and the valve are given in sections 4.3.1 and 4.3.3.

3.5 Results

3.5.1 Validation

To validate the model, a comparison was carried out between the model and the experiment in a 24-hour test. The comparison was based on the pressure, the enthalpy and the flow rate in the condenser and in the evaporator, between the experiment and the model

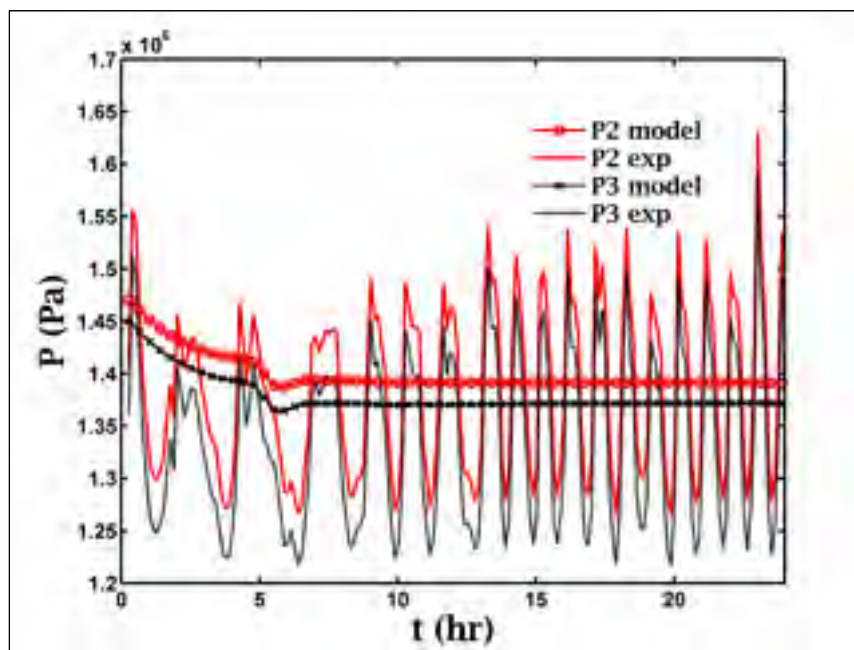


Figure 3.5 Pressure in the condenser

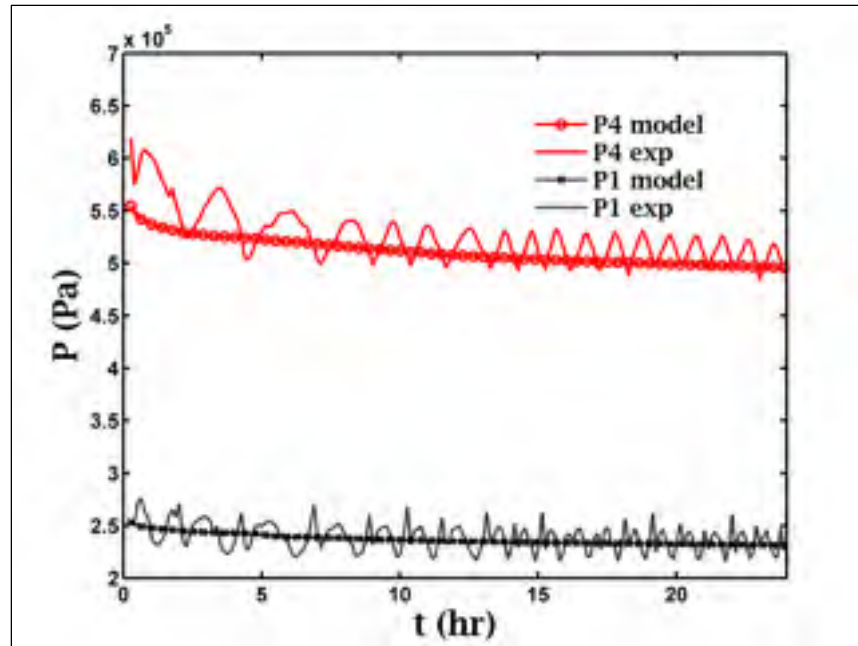


Figure 3.6 Pressure in the evaporator

Figure 3.5 and Figure 3.6 show that the evolution of the pressure in the model and in the experiment is very similar. For the condenser, the pressure at the entry and exit in the model is similar to what it is seen in the experiment. The same conclusion can be drawn for the evaporator, where the decrease in pressure at the exit of the expander (point 4) is very similar what it is observed experimentally.

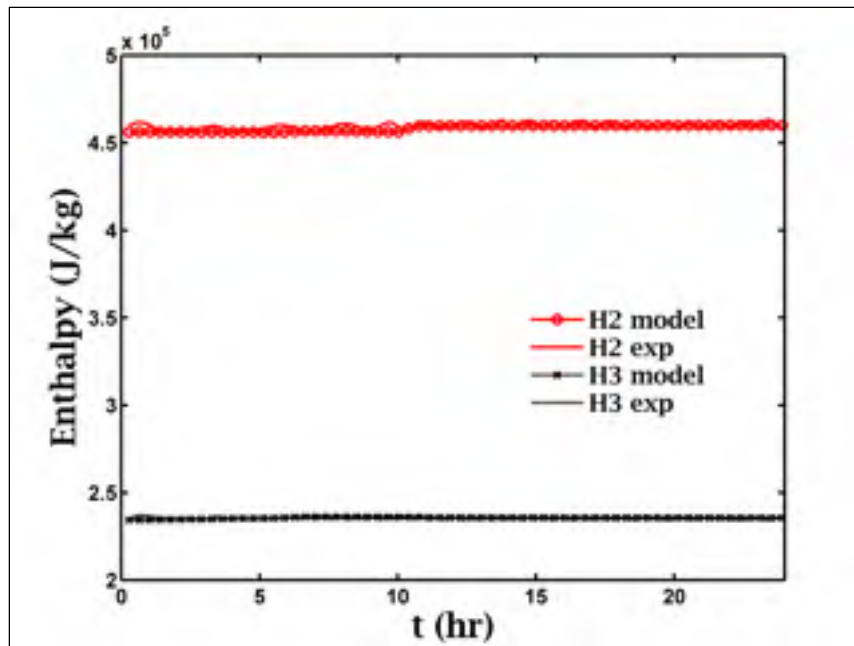


Figure 3.7 Enthalpy in the condenser

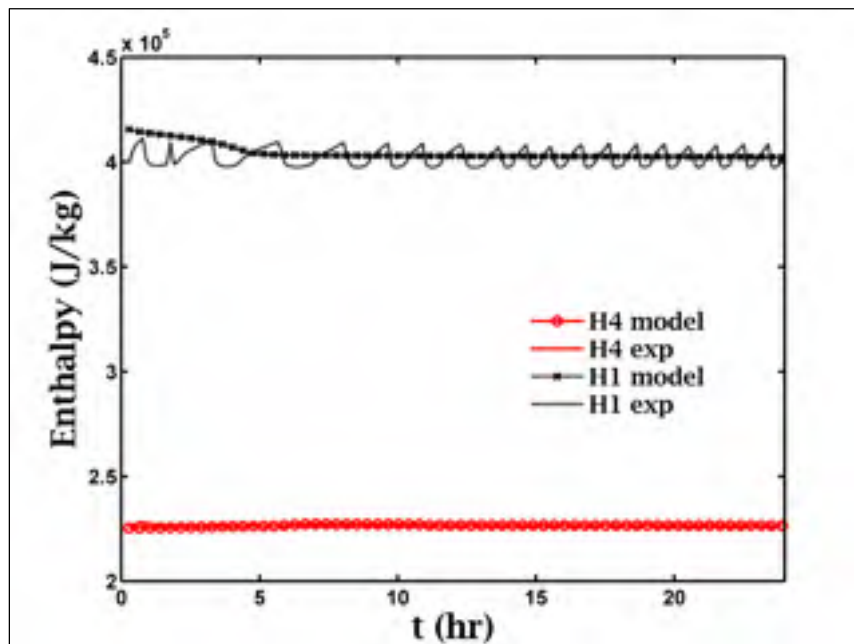


Figure 3.8 Enthalpy in the evaporator

Figure 3.7 and Figure 3.8 show the evaluation of the enthalpy in the condenser and in the evaporator, respectively. Initially, there is a small difference between the model and the experiment, but after 5 hours, the difference disappears. That is when the superheat reaches 9.5 °C, and the expander starts regulating the system.

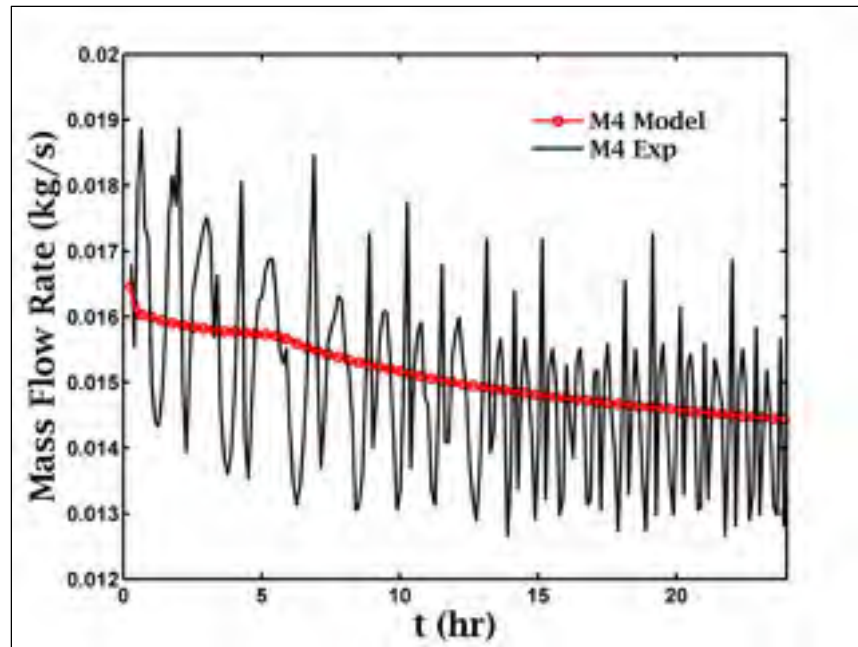


Figure 3.9 Mass flow rate at the entry of the evaporator

Figure 3.9 shows the change in the mass flow rate in the evaporator. Initially, the mass flow rate does not change significantly in the model, but at 5 hours, the superheat is equal to the set point value of the valve. At that point, the valve begins to close, reducing the mass flow rate in the evaporator

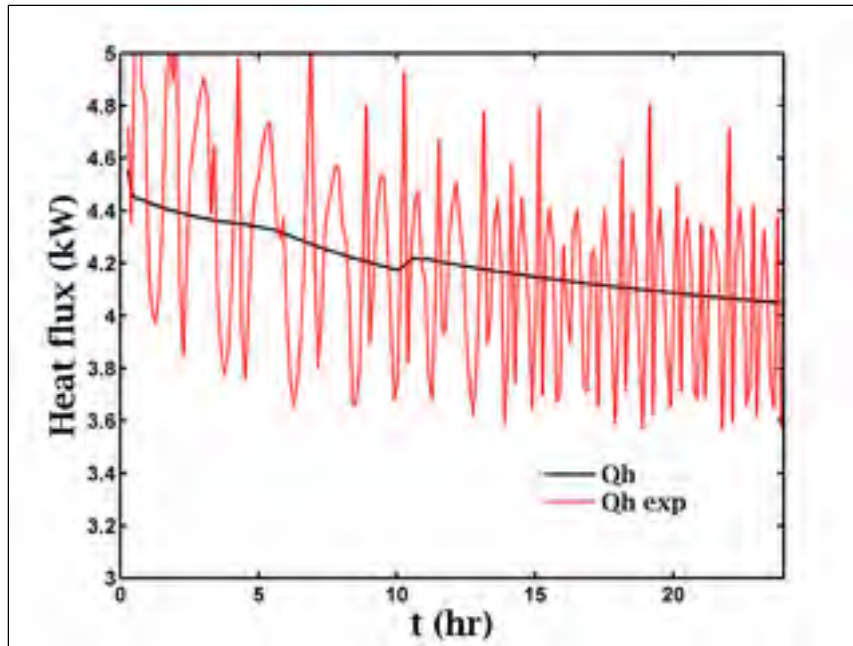


Figure 3.10 Heat flux in the condenser

Figure 3.10 presents the difference between the heat flux of the condenser between the experimental and the model. The same evolution is reproduce by the model. The heat flux is here much smaller than the nominal capacity (17.6 kW) in the experiment and the model. That is due to the fact that only one borehole is used. As reported in (Beauchamp, 2011), the use of one borehole can reduce by 38% the heat rejected at the condenser.

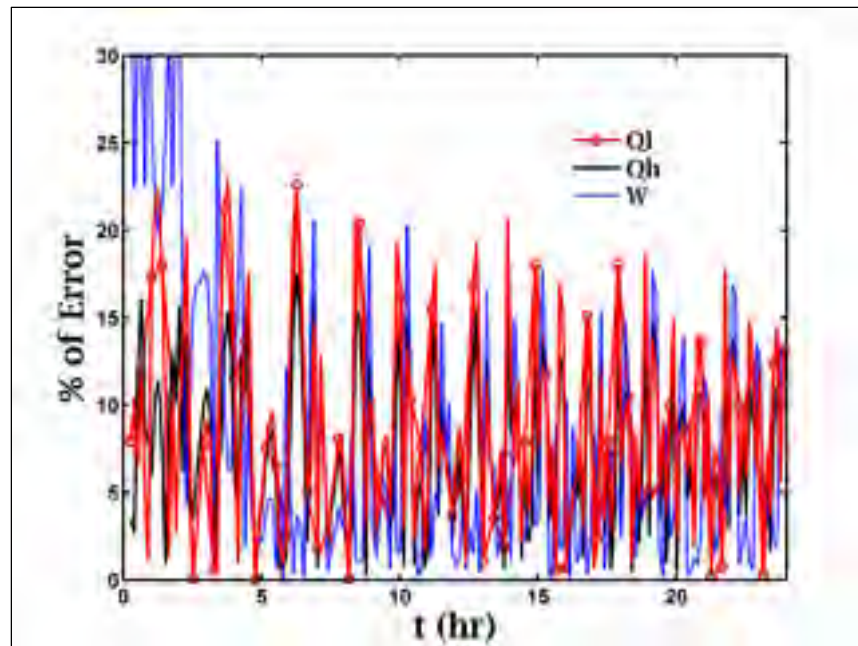


Figure 3.11 Difference between Q_l , Q_h and W_c in the experiment and model

In Figure 3.11, the percentage difference between Q_h , Q_l and W_c in the experiment versus the model is compared. This difference is small, after 5 hours. At the beginning, the choice of the initial conditions is very important, and the differences are larger.

3.5.2 Long-term testing

The model was used to determine the response of a long-time running with an on/off cycle, which is active between 8 AM and 10 PM and deactivated between 10 PM and 8 AM. The total duration was three days.

Unfortunately, no comparison with the experiment can be done, because no experiment test of this type was produced.

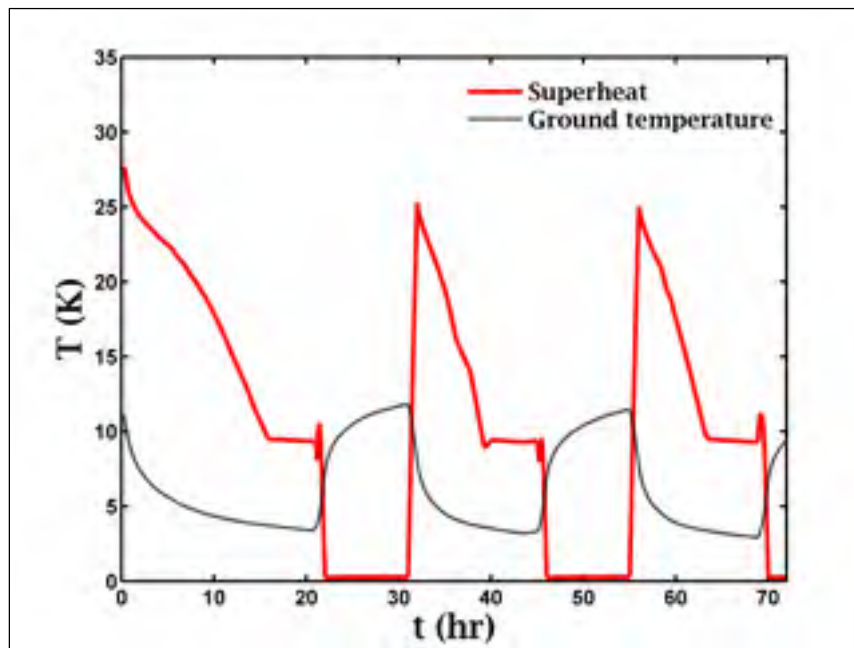


Figure 3.12 Superheat and ground temperature

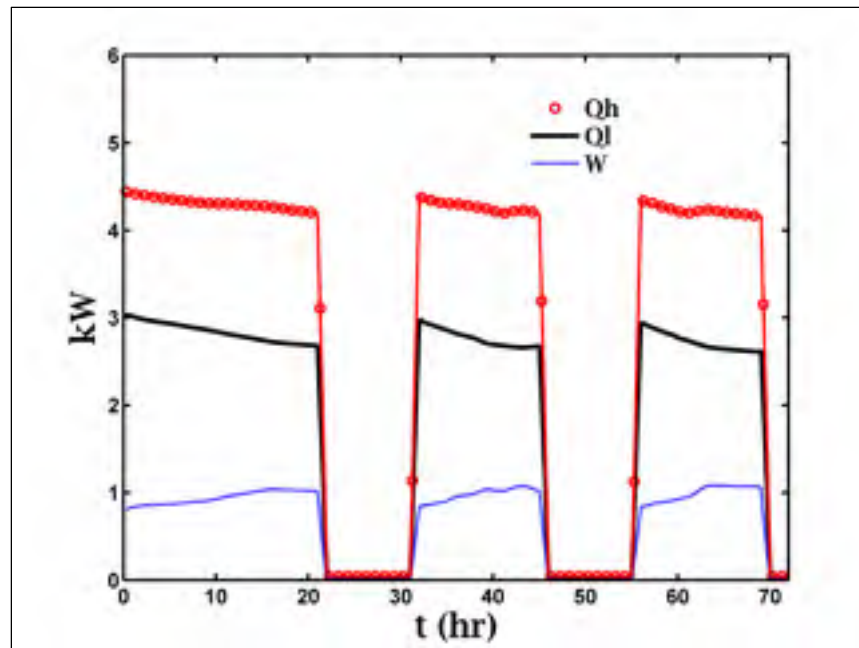


Figure 3.13 Heat flux and work of the compressor

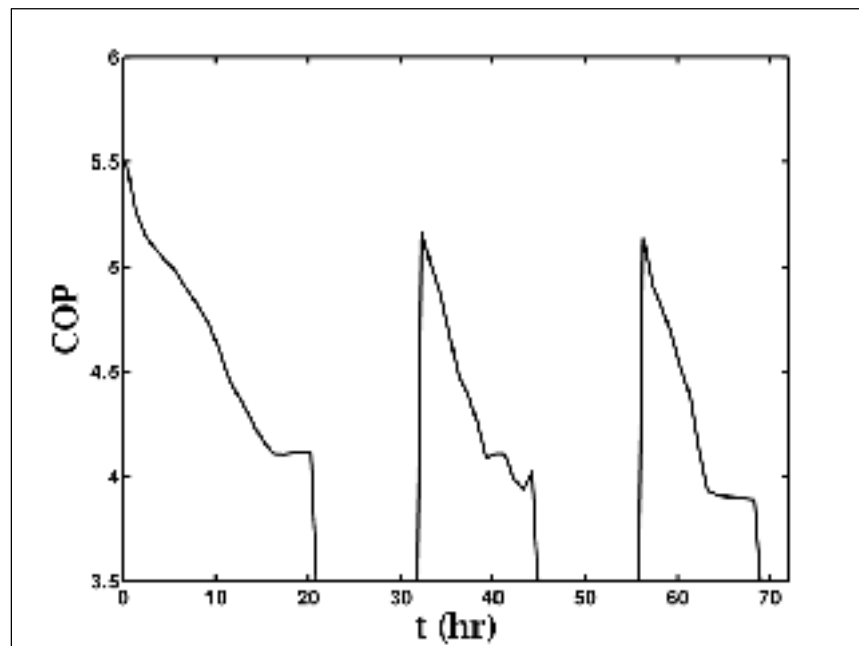


Figure 3.14 COP of the heat pump

Figure 3.12 to Figure 3.14 show that, as expected, the system can work for extended periods. The ground temperature increases when the system stops, allowing the system to begin the next phase with a good performance level. Figure 3.14 shows that the performance slowly decreases with each cycle. This is because the ground temperature at the beginning of each cycle has decreased, and the pause is not long enough for the ground to recover. In classical operation, the steps are going to be much smaller depending on the charge of the system.

3.5.3 Temporal variation

In order to evaluate the dynamic behavior of the model, a change in the superheat setpoint value and in the water entry temperature in the condenser is studied in this section.

Figure 3.15 shows the change of the superheat setpoint value from 9.5 °C to 12 °C and from 9.5 °C to 7°C. In the case of a decrease in the superheat setpoint, the system works very well. First the superheat decreases rapidly; this can be explained by the fact that the valve will open at 100%. After that, the superheat will decrease and, after reaching the setpoint, the expander will close to stabilize the superheat.

In the case of an increase in the superheat setpoint, a lot of small perturbations is observed at the beginning. This is due to the rapid closing of the valve and its fast impact on the system. After 50 seconds the superheat stabilizes. Modeling the dynamic of the valve would probably help to have a better behavior.

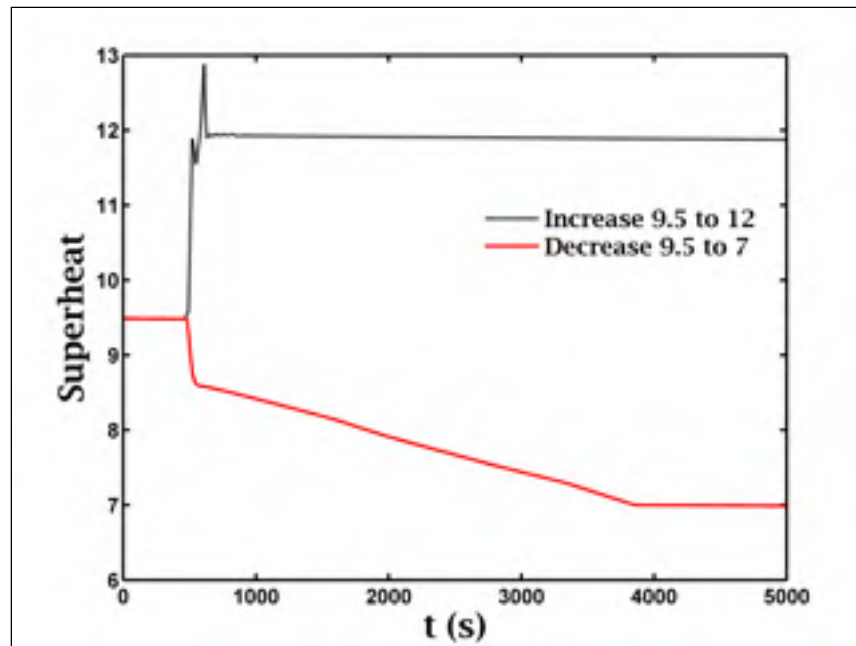


Figure 3.15 Change of the superheat set

Figure 3.16 shows the impact of the water entry temperature on the heat exchange in the condenser. As reported in Beauchamp (2011), a small increase in the water temperature is going to affect the heat rejected in the condenser. An interesting observation that is shown in this test, is that a two degree increase of T_{win} reduce Q_h by 3%, but a decrease of two degree only increases Q_h by 0.3%. If we look the variation of the COP, Figure 3.17, the decrease in T_{win} is going to have a greater impact, an increase of 12% compare to the effect of decreasing the temperature.

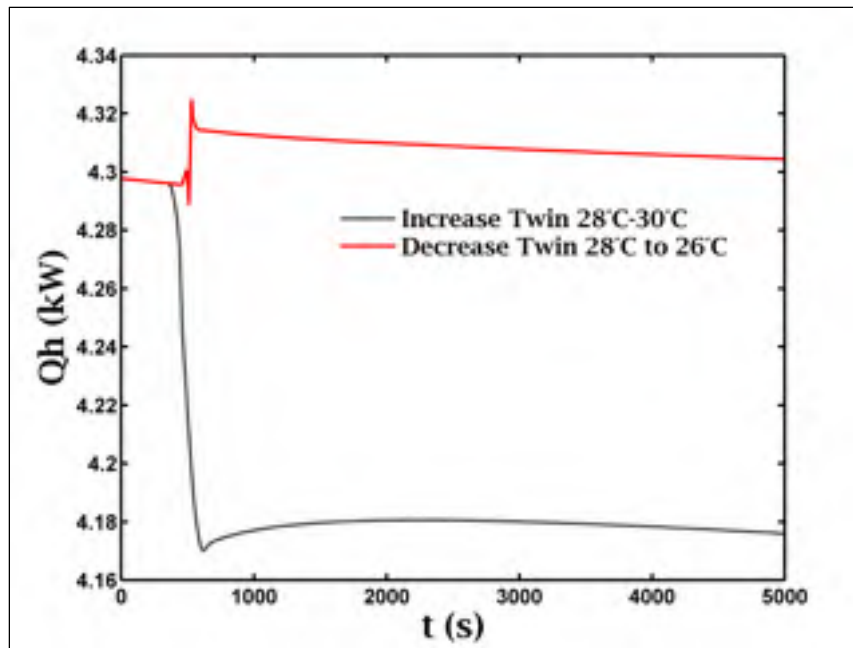


Figure 3.16 Impact of the water entry temperature on Q_h

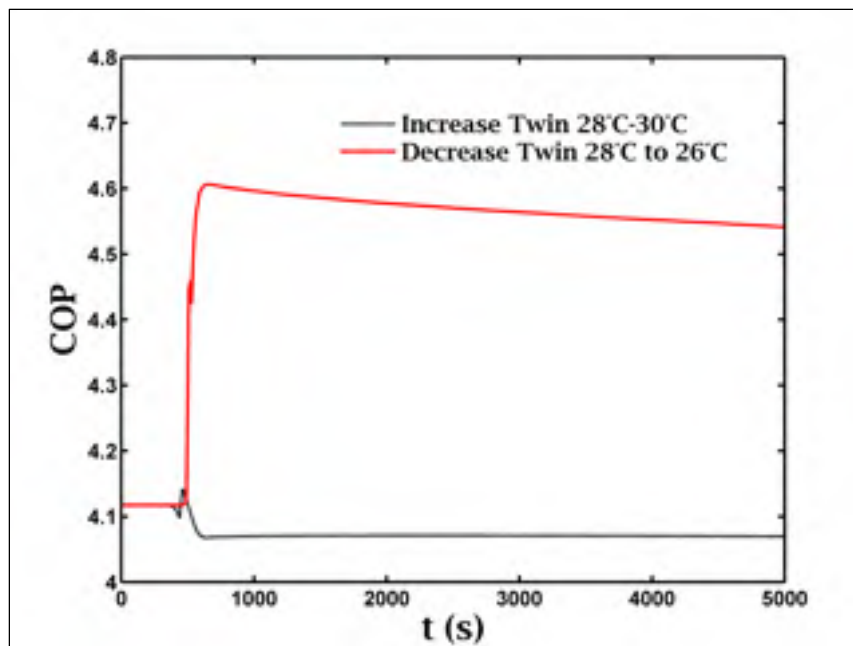


Figure 3.17 Impact of the water entry temperature on the COP

These two tests show that this transient model can be used to model the small unsteady changes.

3.5.4 Parametric study

A complete parametric study of the model was also studied by changing the geometry of the ground heat exchanger in a 24 hours test:

- The length of the borehole, L_b ;
- The diameter of the borehole, D_b ;
- The distance between the pipe and the center of the borehole, D_{cb} .

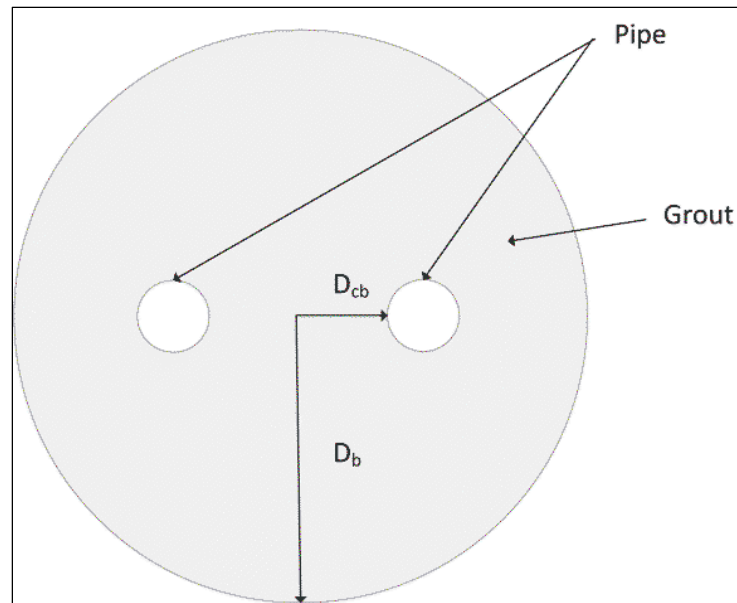


Figure 3.18 Parametric study of the ground exchanger

First of all, the impact of the length of the borehole was studied. Tableau 3.4 shows that, increasing the length, increases the performance of the system for 24h. For the 50m length, the COP are higher compared to the other ones. The reason is that the expander does no modulation because the superheat is higher than the setpoint. This explains why the work of the compressor is lower. With a longer simulation time, the COP will be lower and closer to the other ones. It's interesting to see that the difference on the COP between the 30m and 40m lengths is small but the difference in capacity Q_h is bigger.

Tableau 3.4 Parametric study: length of the borehole

Le (m)	Q_h (kW)	Q_i (kW)	W_c (kW)	COP
30	3,521	2,176	0,94	3,746
40	4,049	2,538	1,039	3,897
50	4,275	2,834	0,906	4,719

Tableau 3.5 shows the impact of the borehole diameter keeping the borehole length to 40m. Increasing the diameter reduces the heat extraction rate. However, the impact on the COP is small.

Tableau 3.5 Parametric study: diameter of the borehole

Db (m)	Q_h (kW)	Q_i (kW)	W_c (kW)	COP
0,0762	4,049	2,538	1,039	3,897
0,09	3,973	2,486	1,023	3,884
0,1	3,93	2,457	1,015	3,872

In Tableau 3.6, the impact of the distance between the pipes (ascending and descending) is presented. The results show that the interaction between the pipes is important; a small increase in the distance between the pipes improves the extraction.

Tableau 3.6 Parametric study: distance between pipe

D_{cb} (m)	Q_h (kW)	Q_i (kW)	W_c (kW)	COP
0,01	3,82	2,379	0,998	3,828
0,015	3,94	2,463	1,018	3,870
0,02	4,049	2,538	1,039	3,897

3.6 Conclusion

The Direct Expansion (DX) ground source heat pump is an interesting technology to increase the efficiency of building heating and cooling systems. A review of the literature reveals a dearth of scientific research on DX geothermal heat pump systems. Even though, models for standard heat pumps exist, no transient model of a DX ground source heat pump was found in the literature. To fill this gap and help proper design for this technology, a complete model coupling the heat pump and the ground heat exchanger was developed. This model was validated with a 24-hour test in our laboratory where a maximum difference of 15% was observed. With the model, a 3-day test with an on/off cycle was performed to see the ground response.

Finally, a parametric study on the geothermal heat exchanger was presented. To conclude, the length of the borehole has the biggest impact on the capacity Q_h of the system and a small impact on the COP. Also, to have the best heat extraction of the ground, the pipes shank spacing need to be important without increasing the borehole diameter.

Further studies to evaluate the impact of other parameters will be conducted in the future.

CHAPITRE 4

TRANSIENT MODEL OF A VERTICAL DIRECT EXPANSION GROUND SOURCE HEAT PUMP WITH CO₂

Clément Rousseau, Louis Lamarche

Département de Génie Mécanique, École de Technologie Supérieure, 1100 Notre-Dame Ouest,
Montréal, Québec, Canada H3C 1K3

Article soumis pour publication, Mai 2017

4.1 Abstract

Geothermal heat pumps for heating buildings are often used in the domestic market. One of the main factors influencing the energetic and environmental performance of these systems is the fluid used in the heat pump, especially for a direct expansion heat pump. Also, the use of natural refrigerants has increased significantly in recent years. One such natural refrigerant is CO₂. While the literature on the CO₂ heat pump is very rich, few studies have examined the CO₂ geothermal heat pump specifically. In this paper, a comparison between a new transient model of a DX ground heat pump in heating mode with CO₂ is presented, along with experimental results. It is shown that the model is adequately validated by experimentation. Some parametric studies covering the model are also presented in order to investigate and improve this new technology.

4.2 Introduction

Heat pumps can provide heating and cooling for a building very efficiently. Geothermal heat pumps (GHP) are even more efficient than their classic counterparts, air heat pumps, but are characterized by higher installation costs. Direct expansion (DX) ground-source heat pumps can represent a good compromise between the two, with potentially smaller installation costs. In comparison with the more classical design (secondary ground loop), the length of the borehole is often reduced by half, for the same performance. One problem in this context though, is the dearth of research on the performance of DXGHP, which would determine

their proper use on the market. This study attempts to resolve this problem in part by presenting a transient model of DXGHP with CO₂, using a transcritical cycle (

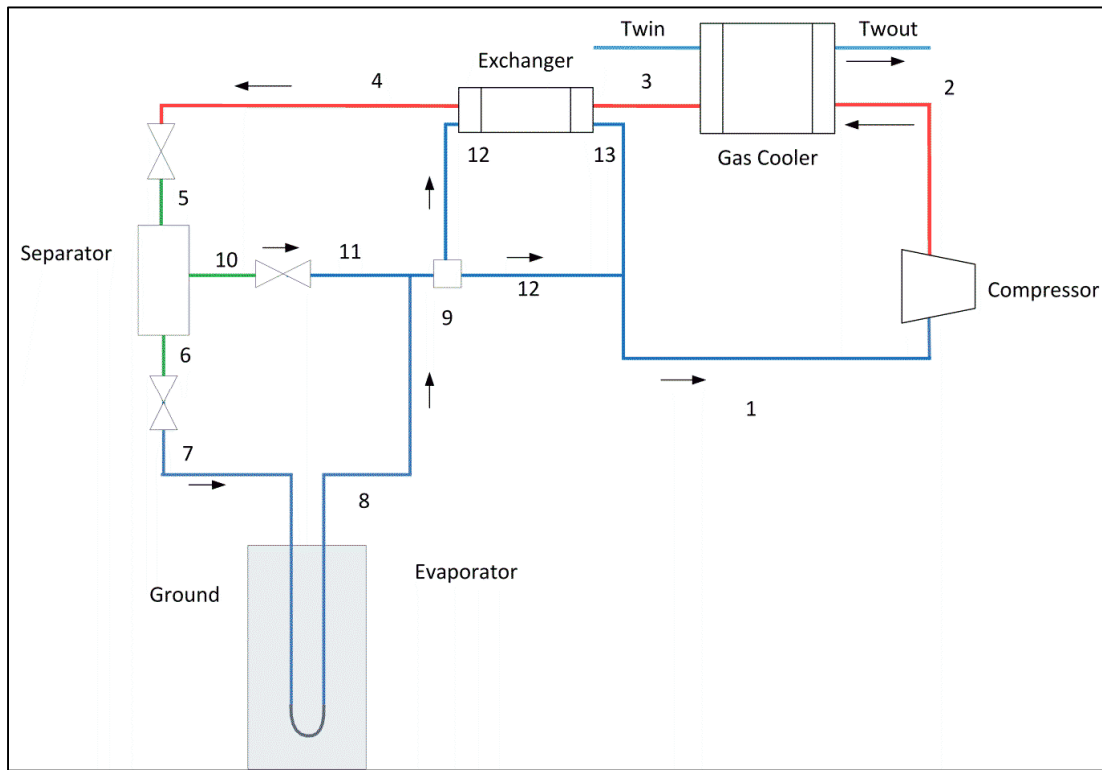


Figure 4.1).

The few works that have been published on DX heat pumps [9-10-11-12] all conclude that DX can work better than secondary loop systems. One of the main problems right now is a lack of design and of transient models for this technology. One of the most promising applications for the DX heat pump involves the use of CO₂ (or R744) as refrigerant. The advantage of using CO₂ as a working fluid in this type of system is that the fluid's thermophysical properties provide it with a high heat transfer coefficient and only a small pressure drop when used. There is of course also the fact that it is a natural refrigerant, and has only a small environmental footprint, as compared to artificial refrigerants. One of the main differences between a classical system and a DX is that in the former, the condenser is replaced by a gas cooler with a supercritical cycle. The pressure in this exchanger is high (8-10 MPa), with no phase change.

In the 90s, Lorentzen (Lorentzen, 1994; Pettersen et Lorentzen, 1993) was one of the first to advance the return of CO₂ in heat pump systems. He presented CO₂ as one of the most interesting refrigerants, and showed that compared to other refrigerants, CO₂ has a very low impact on global warming. He also proposed a transcritical heat pump system for automobile air cooling. Austin et al. (Austin et Sumathy, 2011) presented a very interesting parametric study of a vertical DX heat pump with CO₂, with a particular emphasis on the impact of the number and the length of the ground loop on the COP. They showed that with a proper design, the COP can be increased by 18% and the heat flux of the condenser by 17%. In 2014, Eslami-Nejad et al. (Eslami-Nejad, Ouzzane et Aidoun, 2014) developed a quasi-steady model of a vertical borehole with CO₂ with good results.

In the present research study, a complete DX heat pump with CO₂ in heating mode is simulated. Modeling and analyzing a direct expansion geothermal heat pump begins with the modeling of different components: ground heat exchanger, compressor, thermostatic expansion valve, pipes, and water-refrigerant exchanger, the intermediate exchanger, the separator, and the coupling of these components to form a closed loop corresponding to the heat pump (

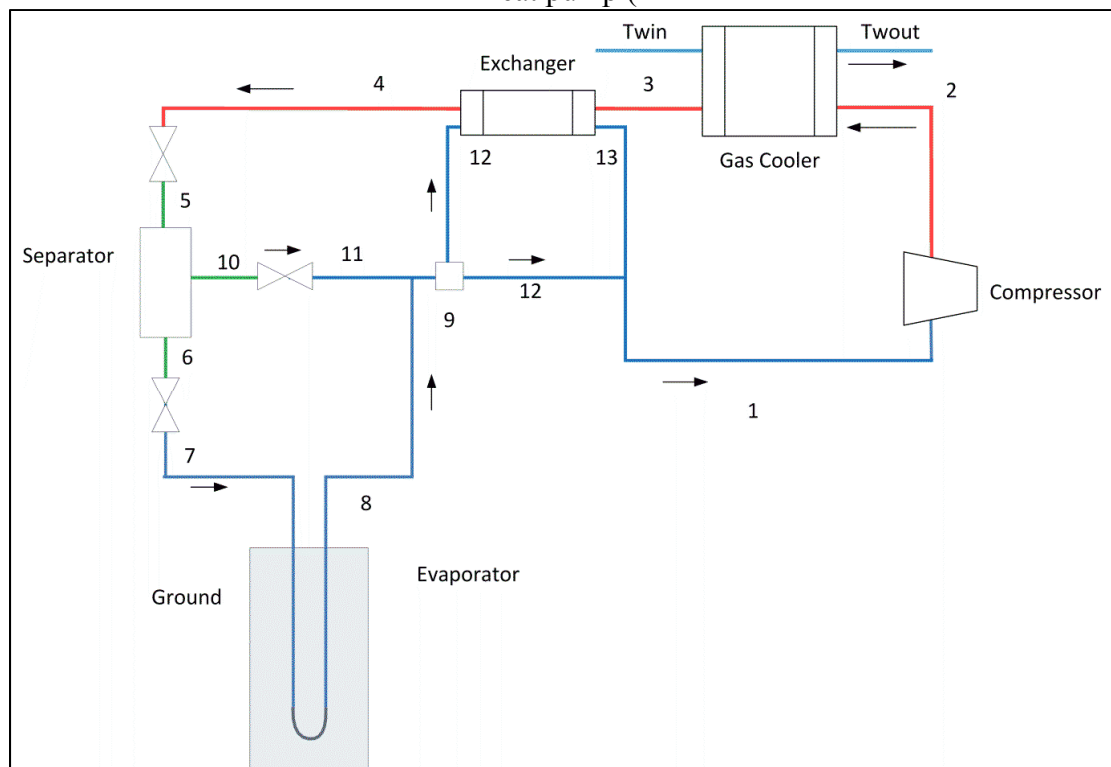


Figure 4.1).

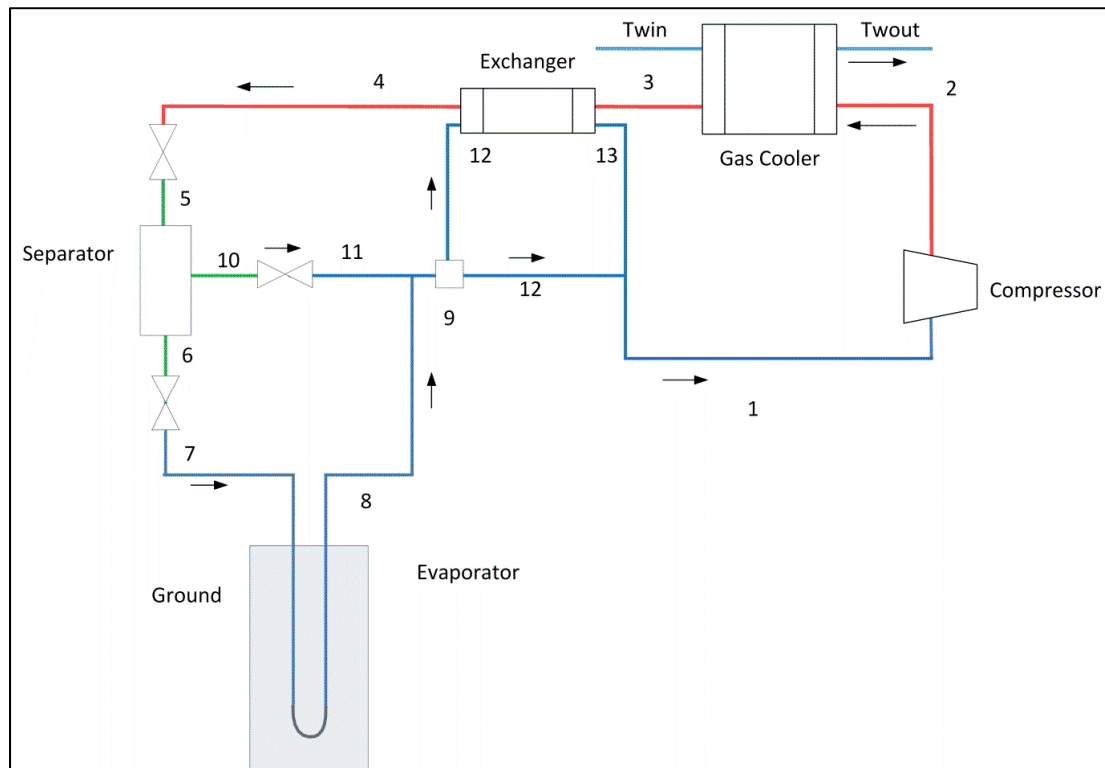


Figure 4.1 Direct expansion heat pump in CO₂

4.3 Theoretical model

In this study, the model is divided into five components, as illustrated in

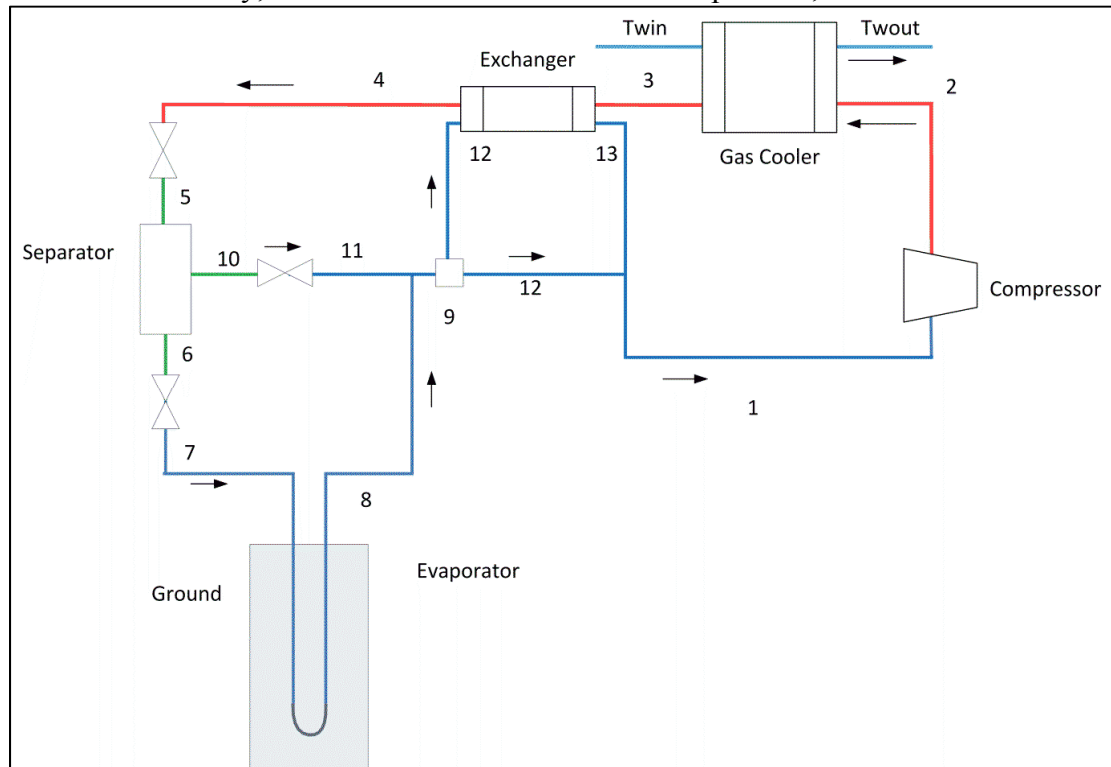


Figure 4.1 above:

- The compressor, between points 1-2;
- The gas cooler, between points 2-3;
- The intermediate heat exchanger, between points 3-4 and 12-13;
- The expanders, between points 4-5, 6-7 and 10-11;
- The evaporator, between points 7-8.

The evaporator is completely transient, and the other elements are in quasi-steady state to simplify the calculation.

4.3.1 Compressor

In a CO₂ system, the COP is usually optimized by controlling the pressure at the exit of the compressor. The valve, located after the gas cooler, controls it using a law that relates this pressure to the temperature at the exit of the gas cooler. There are several laws proposed in

the literature to evaluate this optimum pressure. For more information, see Hu et al. (Hu et al., 2016) and Liao et al. (Liao, Zhao et Jakobsen, 2000).

The classical form of the optimal pressure, given by Sawalha (Sawalha, 2008), is used in this application, and is imposed at the exit of the compressor:

$$P_2 = [A \cdot (T_3 - 273.15) + B] \cdot 10^3 \quad (4.1)$$

Since a commercial controller was used, the constants A and B were unknown and found by calibrating the model to the experimental results. The values thus found are:

- A=47
- B=6790

The flow rate at the exit of the compressor is given by the classical expression:

$$\dot{m}_2 = \rho_1 \cdot V_{\text{comp}} \cdot f_r \cdot \left(1 - C_c \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \right) \quad (4.2)$$

The work of the compressor is calculated with:

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{m}_2 (h_{2s} - h_1)}{\eta_s} \quad (4.3)$$

Where the isentropic efficiency for the compressor is found by an equation available in the company literature (Dorin). Here, it has been modified to take into account the superheat, using the experimental results (Sánchez et al., 2010):

$$\eta_s = -0.0137 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^2 + 0.0666 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2} \right) + 0.518 + 0.0053 \cdot \text{Superheat} + 0.022 \quad (4.4)$$

Tableau 4.1 gives all the properties of the compressor used in this article:

Tableau 4.1 Parameters of the compressor

Variables	Values
V_{comp}	$5.65\text{e-}7$
f_r	60
C_c	0.14
N	1.85

4.3.2 Gas cooler

As previously mentioned, in a transcritical system with CO_2 , the heat is rejected in a gas cooler, not a condenser. In this study, the gas cooler reject the heat in a water loop.

The main difference between a transcritical gas cooler and a standard heat exchanger is that the thermal heat capacity of the CO_2 varies rapidly in the transcritical regime (Figure 4.2)

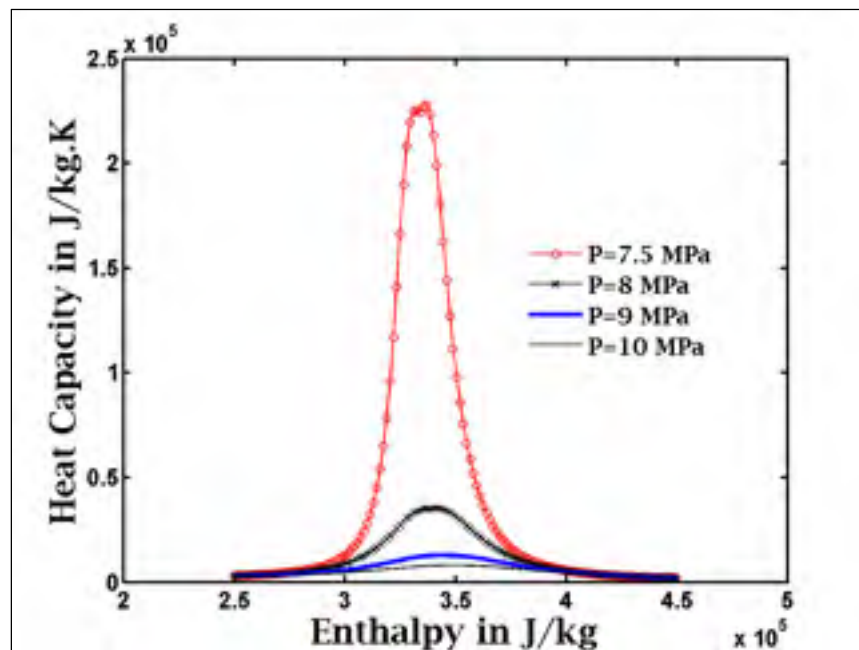


Figure 4.2 Heat capacity of supercritical CO_2

Because the heat exchange with the water was almost constant in the experiment, a simplified model based on the efficiency of the heat exchanger was developed (Chen et Gu, 2005).

This efficiency was found by calibrating the model with the experimental data of different tests (different gas cooler pressures and different CO₂ flows). In a future study, a complete model of the exchanger will be developed using the geometry of the exchanger.

$$Q_{\max_gc} = \min \left\{ \left[\dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_{\text{CO}_2}(T_{\text{win}}, P_2)) \right]; \left[\dot{m}_w \cdot (h_w(T_2, P_w) - h_{\text{win}}) \right] \right\} \quad (4.5)$$

$$\varepsilon_{\text{gas_cooler}} = \frac{Q_{\text{gas_cooler}}}{Q_{\max_gc}} \quad (4.6)$$

$$Q_{\text{gas_cooler}} = \dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_3) = \dot{m}_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_{\text{wout}} - T_{\text{win}}) \quad (4.7)$$

4.3.3 Intermediate exchanger

A similar approach was used to model the intermediate heat exchanger:

$$Q_{\max_ex} = \min \left\{ \left[\dot{m}_2 \cdot (h_3 - h_{\text{CO}_2}(T_{12}, P_3)) \right]; \left[\dot{m}_{11} \cdot (h_{\text{CO}_2}(T_3, P_{12}) - h_{12}) \right] \right\} \quad (4.8)$$

$$\varepsilon_{\text{exchanger}} = \frac{Q_{\text{exchanger}}}{Q_{\max_ex}} \quad (4.9)$$

$$Q_{\text{exchanger}} = \dot{m}_2 \cdot (h_3 - h_4) = \dot{m}_{11} \cdot (h_{13} - h_{12}) \quad (4.10)$$

The intermediate exchanger is used to control the superheat at the entry of the compressor. The percentage of the flow rate that flows through the heat exchanger (X_x) is fixed during a test.

The enthalpy h_1 is given by:

$$h_1 = (1 - X_x) \cdot h_{12} + (X_x) \cdot h_{13} \quad (4.11)$$

With

$$X_x = \frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_1} \quad (4.12)$$

Since the intermediate pressure is constant, points 5, 6 and 10 are all at the same pressure.

After the separator, point 9 is assumed to be saturated vapor, and point 6, saturated liquid:

$$h_9 = h_{g,sat}(P_{interm}) \quad (4.13)$$

$$h_6 = h_{f,sat}(P_{interm}) \quad (4.14)$$

4.3.4 Expanders

As is usually done, the isenthalpic condition will be used for all the expansion valves:

$$h_4 = h_5 \quad (4.15)$$

$$h_6 = h_7 \quad (4.16)$$

$$h_{10} = h_9 \quad (4.17)$$

The expanders located before the evaporator control the superheat at the exit of each borehole. In this case, the setpoint of superheat is 5 °C. In this study, the classical representation of the expander is used:

$$P_7 = P_6 - C_X \dot{m}_7^2 \quad (4.18)$$

$$C_X = (V_h - V_b) \cdot (1 - X_s) + V_b \quad (4.19)$$

C_X represents a valve coefficient, which is minimum when the valve is fully open, and maximum when it is closed.

The opening, X_s , varies linearly with the superheat at the exit of the evaporator, with a_s and b_s respectively 0.1 and 10:

$$X_s = [(T_1 - T_{\text{sat}p_1}) - T_{\text{superheat}}] \cdot a_s + b_s \quad (4.20)$$

Using the documentation of the valve and calibrating the model with the experiment:

- $V_h = 10e9 \text{ Pa.s}^2/\text{kg}^2$
- $V_b = 3.08e9 \text{ Pa.s}^2/\text{kg}^2$

In the experiment, the superheat was always higher than the setpoint of 5 °C, and so the valves were always completely open for each borehole. The pressure at the entry of the boreholes was quasi-constant.

4.3.5 Evaporator

The most important part of the whole system is the ground heat exchanger, the evaporator in heating mode. In this study, the evaporator is composed of four boreholes.

Each borehole is composed of 6 different elements (see Figure 4.3):

- The CO₂ flow rate descending in the borehole;
- The CO₂ flow rate ascending in the borehole;
- The copper pipe where the CO₂ is descending;
- The copper pipe where the CO₂ is ascending;
- The grout surrounding the pipes;

- The ground around the borehole.

In this study, the governing continuity, momentum and energy equations, as well as the equations relating to the heat exchange between the flow and the pipe, the pipe and the grout, and finally, the grout and the ground, are solved in a 1D model using the z-axes (the depths, Figure 4.3). The changes in the x- and y-axes is very small for the flow and pipes (small diameter with high conductivity). For the grout, however, the interaction between the two pipes in the x- and y-axes is taken into account with the H_s and H_p conductance using the circuit of Hellstrom (Hellström, 1991).

The thermal response of the ground is solved in a 2D model in the x- and y-axes (Figure 4.4) to represent the interaction of the boreholes. A 2D model is chosen over a 3D model due to the fact that the change in z (depth) only becomes significant after a long time period (several years), whereas this study focuses on a shorter time period.

4.3.5.1 Refrigerant: CO₂

In the fluid, the unsteady equations of continuity, momentum and energy are solved:

$$\frac{\partial \rho_m A}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} = 0 \quad (4.21)$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}v}{\partial z} + \frac{\partial P_m A}{\partial z} = -\tau_w Pr - \rho_m Ag \sin \theta \quad (4.22)$$

$$\frac{\partial \rho_m A h_m}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m} h_m}{\partial z} = \frac{\partial P_m A}{\partial t} + q_r' + v \frac{\partial P_m A}{\partial z} \quad (4.23)$$

$$q_r' = H_r \pi D_i (T_p - T) \quad (4.24)$$

H_r in Eq. (4.24) is calculated using:

- Gnielinski (Gnielinski, 1975) for one-phase flow
- Chen correlation modified for CO₂ (Hwang, 1997) for two-phase flow

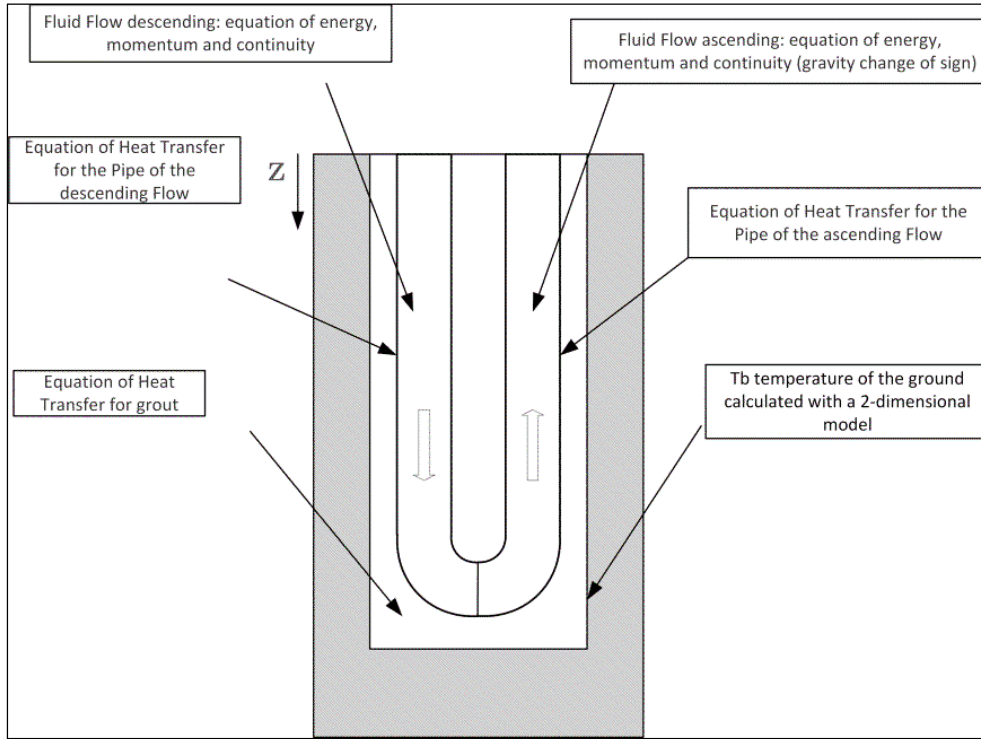


Figure 4.3 1D Evaporator model

4.3.5.2 Pipe, grout and ground

The temperature of the pipe and the grout is solved with the following equations (4.25-4.28):

$$\rho_p A_p C_{p_p} \frac{dT_p}{dt} = -q_r' + q_p' + k_p A_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} \quad (4.25)$$

$$q_p' = H_p \pi D_e (T_c - T_p) \quad (4.26)$$

$$\rho_c A_c C_{p_c} \frac{dT_c}{dt} = -q_{p1}' - q_{p2}' + q_s' + k_c A_c \frac{\partial^2 T_c}{\partial z^2} \quad (4.27)$$

$$q_s' = H_s \pi D_b (T_{s_{mean}} - T_c) \quad (4.28)$$

With q_{p1}' and q_{p2}' being the flux of the descending and ascending flows.

H_s and H_p are found using the Kennelly delta-star transformation of the circuit of Hellstrom (Hellström, 1991). For more information, see Rousseau et al. (2015a).

As previously mentioned, to allow the representation of the interaction between different boreholes, the ground is solved in a 2D model.

In this study, four boreholes are used:

$$\rho_s C_p \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + k_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \quad (4.29)$$

The contact between the ground and each borehole is represented by:

$$n \cdot (-k_s \nabla T_s) = H_s \cdot (T_{c_{mean}} - T_s) \quad (4.30)$$

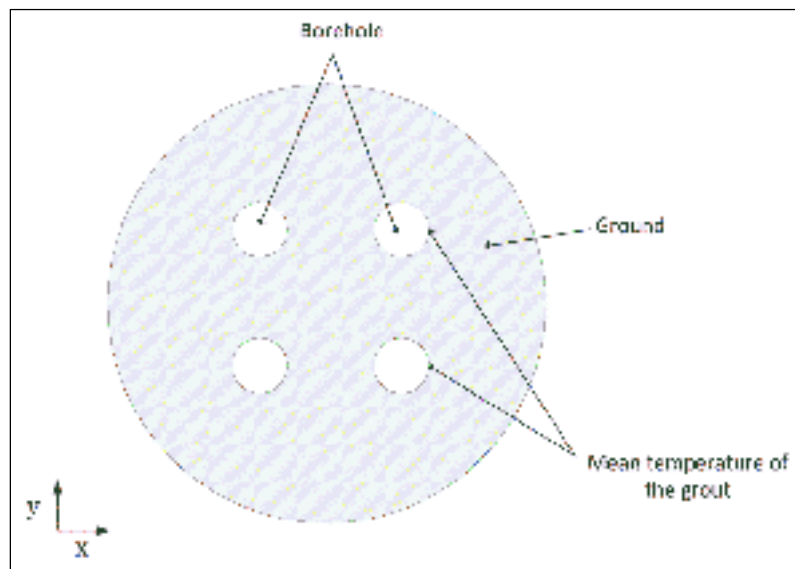


Figure 4.4 2D Evaporator model

A similar model for an evaporator using R22 refrigerant is described in more detail in Rousseau et al. (2015a).

4.3.5.3 Boundary conditions

The inlet boundary conditions for the flow are:

$$\dot{m}_7 = \frac{\dot{m}_2(1 - x_5)}{4} \quad (4.31)$$

$$h_7 = h_6 \quad (4.32)$$

The flow rate is divided by four, which is the number of boreholes.

In the experiment, the pressure at the entry of the borehole was constant, and the same condition was imposed in the model. There was also a pressure drop between the borehole and the entry of the compressor, and the drop was evaluated by the following expression (Bergman et al., 2011):

$$P_9 = P_8 - 0.12 \frac{\left(\frac{\dot{m}_2}{\rho_8 \cdot S}\right)^2}{2000} \quad (4.24)$$

This pressure drop was caused by the bad connection between the boreholes and the rest of the system, and was specific to this particular experimental set-up.

4.3.6 Off-mode conditions

Because the model is transient, some conditions need to be applied while the heat pump is switched off (no electrical power in the compressor). In the experiment, these conditions

depend on many environmental parameters (for example, the room air temperature or the duration of the previous activation). In a numerical model, it is very difficult to take all these parameters into account, and so some assumptions are made to help the model converge when the system is suddenly activated.

Condition when the heat pump is offline:

- Compressor: the pressure at the exit of the compressor (P_2) is fixed at 70,000 kPa and the in and out temperatures (T_1 and T_2) are the temperatures of the entry water (T_{win});
- Gas cooler: Q_{gas_cooler} equals zero;
- Intermediate exchanger: $Q_{exchanger}$ equals zero;
- Evaporator: Exchange between the pipe and the ground (q_{p1} and q_{p2}) equals zero.

4.4 Experimental validation

The model was compared with experimental measurements that were realized at the CanmetENERGY laboratory in Varennes.

All the simulations presented are for a three-hour period, during which the heat pump is activated after 1.6 hours. The goal here is to represent the starting period and the stabilisation of the system.

The valves control the intermediate pressure ($P_5 = P_6 = P_9$), maintaining it constant in the experiment and in the model. In this study, a perfect control is assumed, with no variation of this pressure.

Tableau 4.2 gives the parameters that were kept constant during the simulation.

Tableau 4.2 Constant in the model

Variables	Values
$P_5 = P_6 = P_9$ (Pa)	3680e3
\dot{m}_w (kg/s)	0.15
$\epsilon_{\text{exchanger}}$	0.9
$\epsilon_{\text{gas_cooler}}$	0.87
Le1, length of descending flow (m)	30
Le2, length of ascending flow (m)	30
Di1, internal diameter of descending flow (mm)	4.8
Di2, internal diameter of ascending flow (mm)	6.4
Di1, external diameter of descending flow (mm)	6.4
Di2, external diameter of ascending flow (mm)	8
Ts, initial temperature (°C)	9.5
Db, diameter of the borehole (m)	0.078
D, Distance between pipes (m)	0.0087
k_p (W/m.K)	400
C_{p_p} (J/kg.K)	385
ρ_p (kg/m ³)	1000
k_{grout} (W/m.K)	1
$C_{p_{\text{grout}}}$ (J/kg.K)	800
ρ_{grout} (kg/m ³)	2300
k_{ground} (W/m.K)	2.6
$C_{p_{\text{ground}}}$ (J/kg.K)	1000
ρ_{ground} (kg/m ³)	2860
θ	$\frac{\pi}{2}$

4.4.1 Results

To validate the model, a comparison with experimental measurements is presented.

During the test, X_x was fixed at 43%, (Figure 4.5). This percentage was calculated from an energetic balance of the intermediate heat exchanger during the experiment.

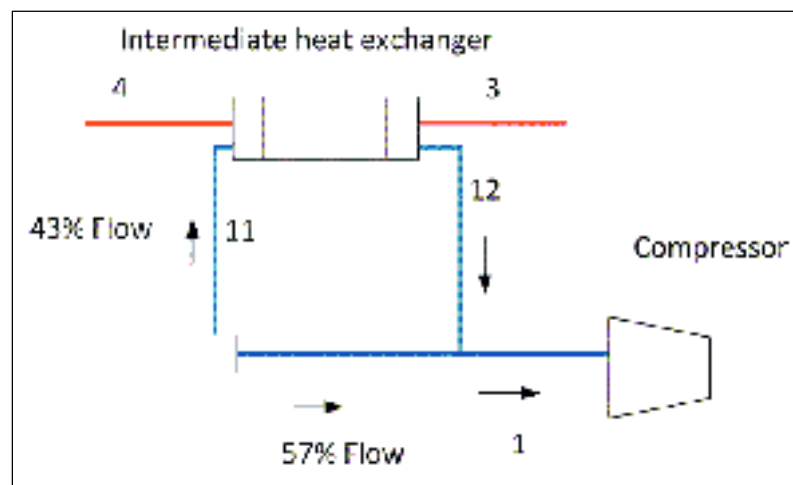


Figure 4.5 Percentage of bypass of the intermediate heat exchanger

The inlet water temperature changed during the experiment from 34.5 to 35 °C. This evolution was also imposed in the model.

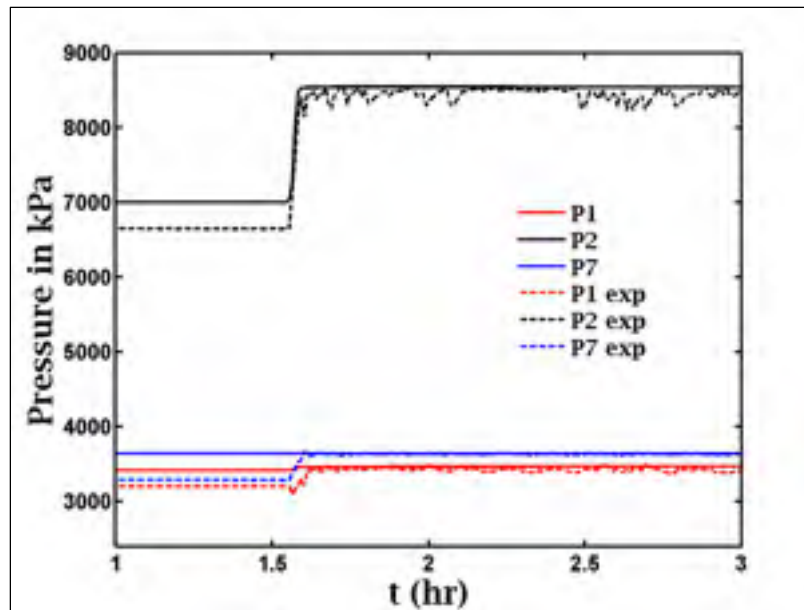


Figure 4.6 Pressure in the system

Figure 4.6 shows how the pressure at the exit of the compressor and the pressure drop in the evaporator and in the connection are well predicted by the model.

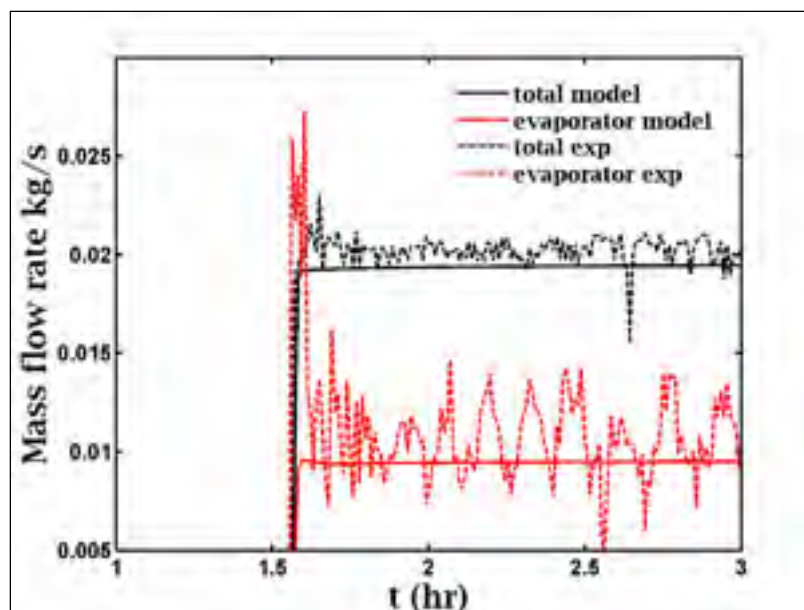


Figure 4.7 Flow rate in the experiment

Figure 4.7 shows the total mass flow rate and the liquid flow rate in the evaporator. The total mass flow rate calculated in the model is smaller than in the experiment, but the difference is small (max 5%).

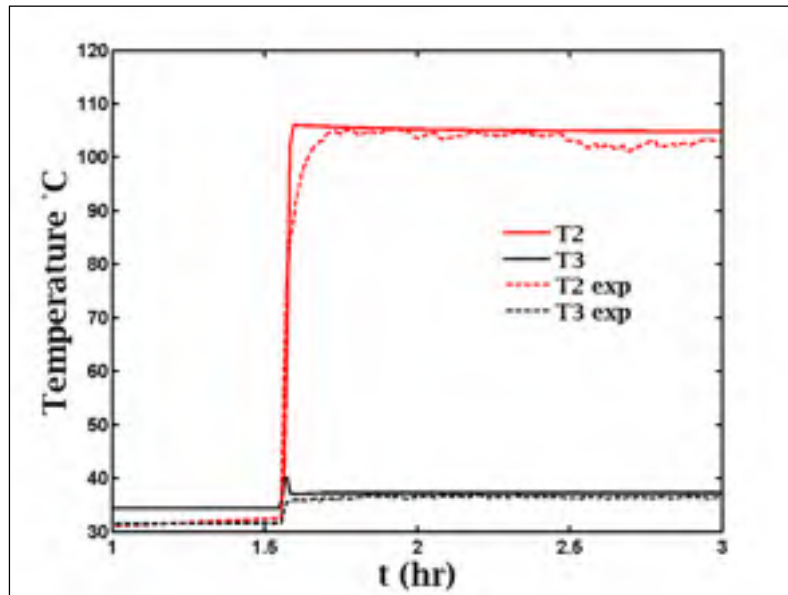


Figure 4.8 Temperature of CO₂ for the gas cooler

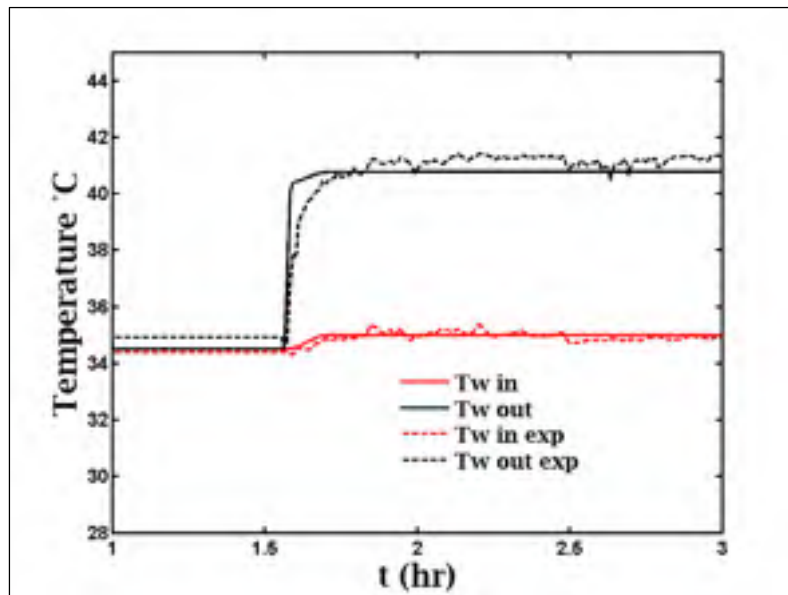


Figure 4.9 Temperature of water for the gas cooler

Figure 4.8 and Figure 4.9 show the temperature in the gas cooler for CO₂ and water. In both cases, the model and the experiment perform almost identically, with a maximum difference of 1.5K. The difference is in the range of the accuracy of the experimental measurement (1K for the thermocouple sensor of type K).

Figure 4.10 to 4.12 present variations in the temperature of the pipe for descending and ascending flows, for one of the boreholes at different times. The temperature at the exit of the borehole is the same for the model and for the test, and the dynamic of the ground is well represented in this case.

It can be seen in the figures that in all cases, the phase change occurs earlier in the model than it does in the experiment. This may be partly because, as observed in Figure 4.7, the flow rate predicted by the model is lower than that in the experiment. Another reason is that there may be a flow maldistribution between the four boreholes. However, this does not significantly affect the global results of the model (Q_h and COP).

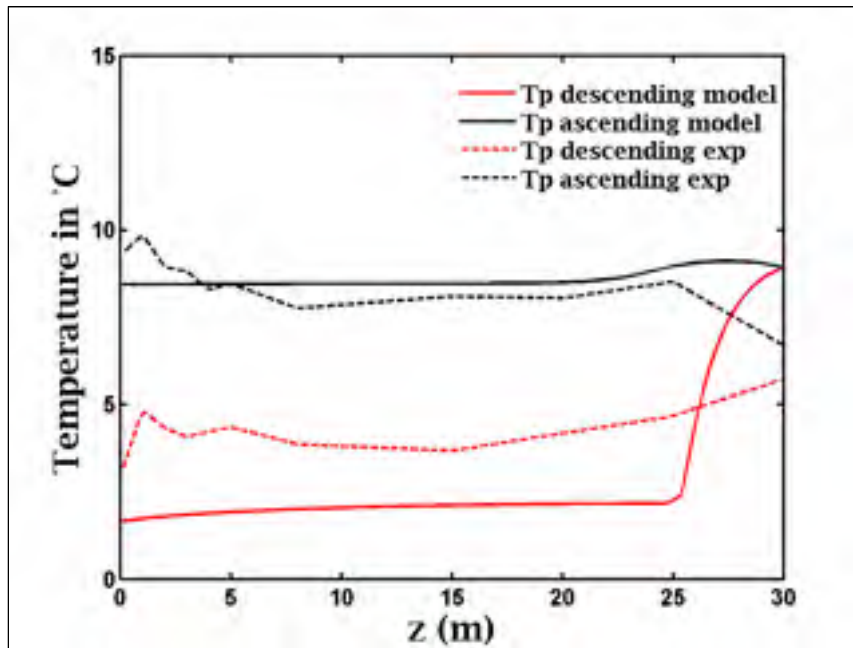


Figure 4.10 Profile of the temperature in the borehole after 150 seconds following the launch of the compressor

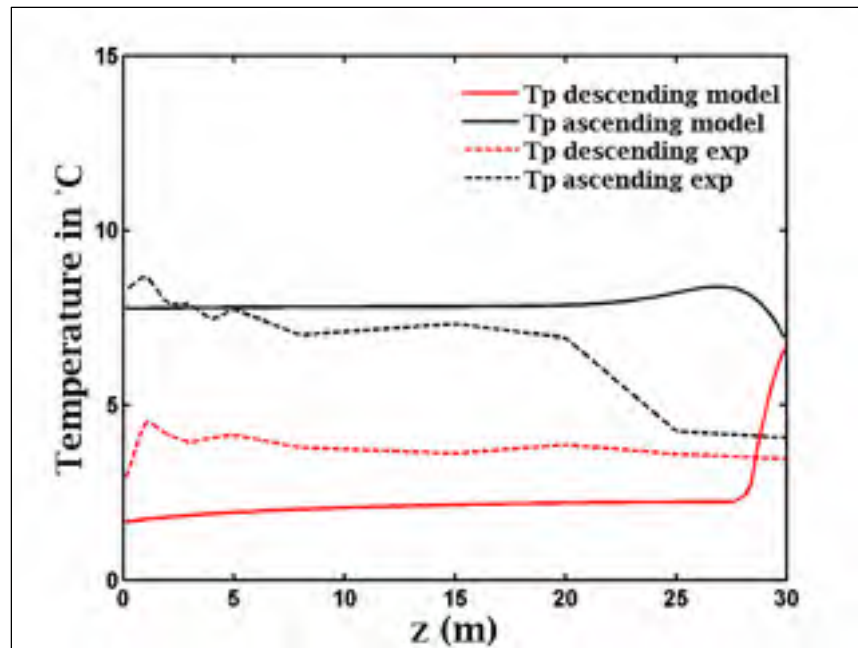


Figure 4.11 Profile of the temperature in the borehole after 500 seconds following the launch of the compressor

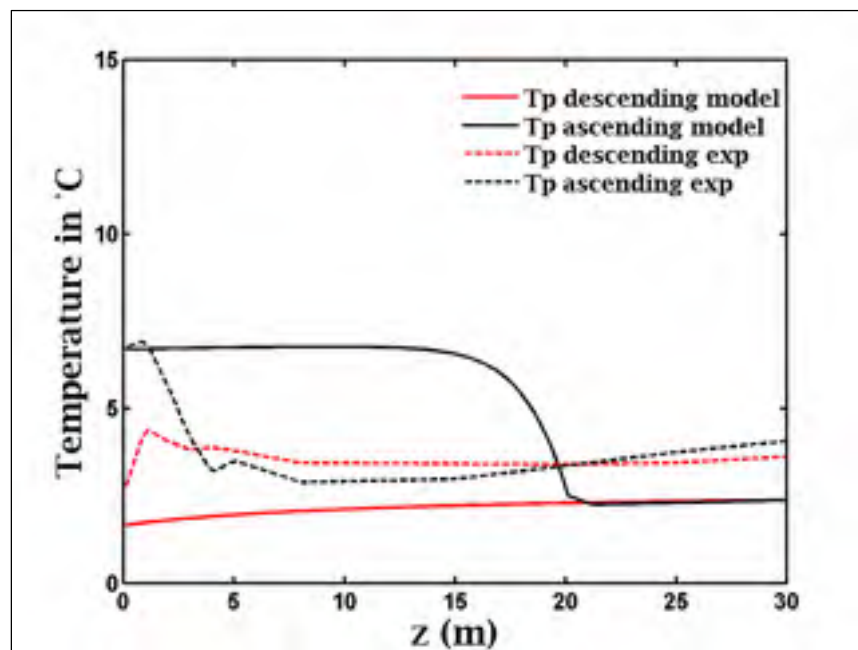


Figure 4.12 Profile of the temperature in the borehole after one hour following the launch of the compressor

Finally, Figure 4.13 shows the difference between the model and the experiment in terms of the heat transfer in the gas cooler Q_h , the evaporator Q_l , and the work of the compressor W_{comp} . Differences smaller than 10% are observed, except at two specific periods. The large error at the beginning is caused by the time constant in the compressor and valve dynamics, which are not taken into account in our model. The second one (after 2.5 hours) was caused by a change of the flow rate of water in the experiment; this change was not taken into account in the model.

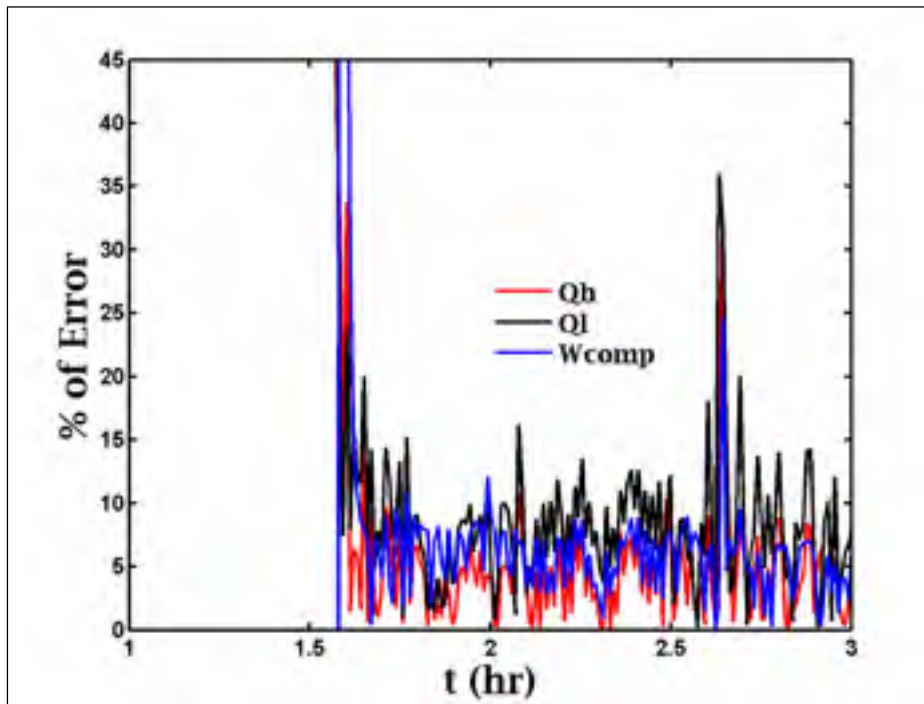


Figure 4.13 Differences between Q_l , Q_h and W_{comp} in the experiment and model

Three other comparisons with experimental tests were realized to observe the performance of the model with different configurations:

- Test with water temperature at 35 °C with no intermediate heat exchanger, $X_x=0$;
- Test with water temperature at 45 °C with no intermediate heat exchanger, $X_x=0$;
- Test with water temperature at 35 °C with the intermediate heat exchanger used at 100%, X_x at 1.

Tableau 4.3 gives the values of Q_h and COP 30 minutes after the activation of the heat pump for these cases.

Tableau 4.3 Experiment and model comparison

		Experiment		Model	
T_{win}	X_x	Q_h (kW)	COP	Q_h (kW)	COP
35	0	3.66	2.43	3.73	2.51
45	0	1.98	1.35	2.15	1.40
35	1	3.42	3.14	3.58	3.20

Once again, the model is quite close to the experiment, with a difference of only 9% for the Q_h , and 4% for the COP for the three cases

4.4.2 Temporal variation

In order to evaluate the dynamic behavior of the model, a variation of the water entry temperature during a test is presented. After the system is stabilised, a change in the water entry temperature, from 35 °C to 30 °C, occurs at the 80 second mark.

Figure 4.14 shows the change of pressure at the entry of the gas cooler (exit of the compressor) during the test. The variation of the water entry temperature will impact the CO₂ exit temperature in the gas cooler and, using Eq. 4.1, impact the pressure at the exit of the compressor.

Figure 4.15 shows the variation of Q_h , Q_l and W_c during the change of water temperature. It is interesting to see that even with a lower pressure in the gas cooler (and thus a lower CO₂ entry temperature), the decrease in the water entry temperature increases Q_h in this case. With a reduced W_c and a higher Q_h , the COP will improve during this change.

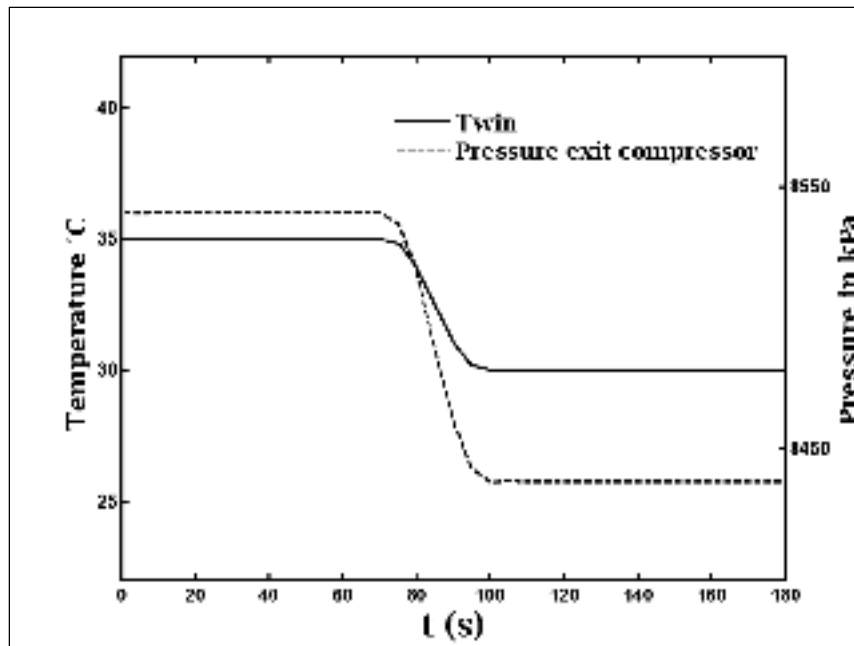


Figure 4.14 Variation of pressure in the gas cooler after a change of water entry temperature

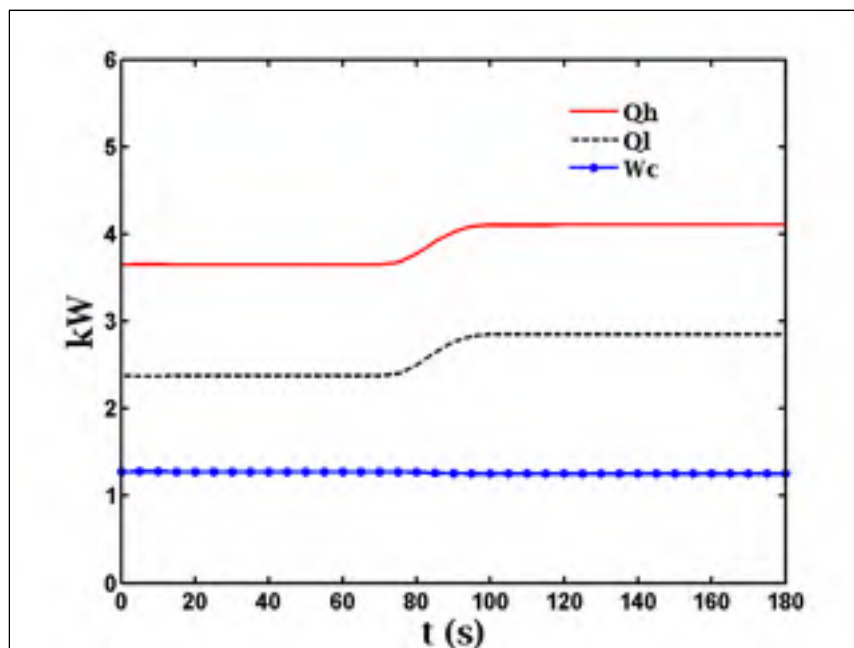


Figure 4.15 Variation Q_h , Q_l and W_c after a change of water entry temperature

4.4.3 Impact of the intermediate heat exchanger on the COP

Figure 4.16 shows the effect of the flow rate in the intermediate heat exchanger. It is seen that in this special case, the maximum COP is achieved when all the flow passes through the intermediate heat exchanger (no bypass to the compressor). That can be explained by the fact that the compressor has a better efficiency with a higher superheat.

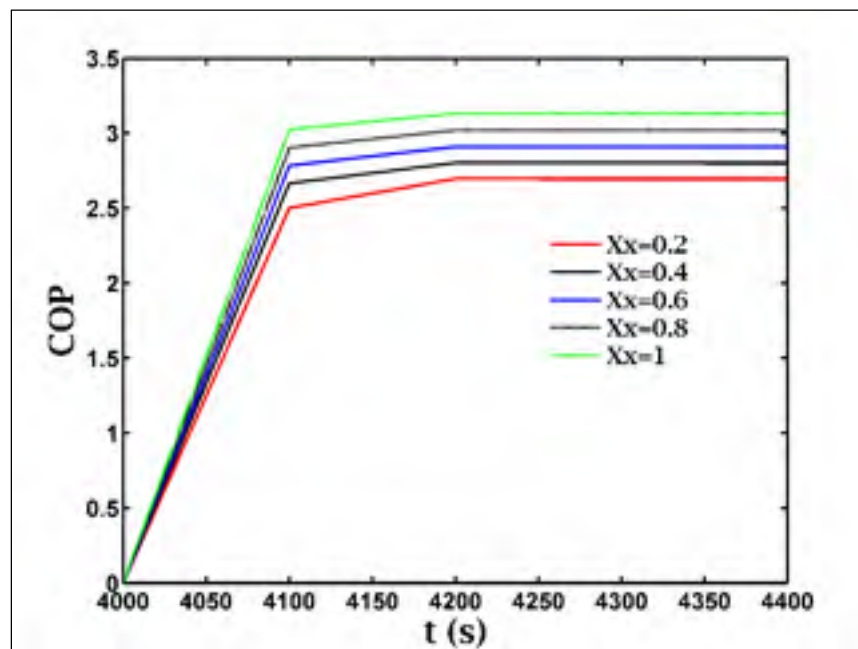


Figure 4.16 Impact of X_x on the COP

4.4.4 Law of the compressor

As noted earlier, there are various laws in the literature for calculating the best pressure in the gas cooler based on its exit temperature. In the experiment, the control law is imposed by the Danfoss valve (see section 5.3.1), but this law, developed for supermarket refrigeration systems, is perhaps not the best one to use in the case of a CO₂-DXGHP.

Using the model, two other laws are tested: one proposed by Sarkar (Sarkar, Bhattacharyya et Gopal, 2004), and the other by Liao (Liao, Zhao et Jakobsen, 2000). Both are compared with the one used in the experiment. The comparison is made with $X_x=0$ (no intermediate heat exchanger) and the heat pump activate at 4000 seconds.

Sarkar (Sarkar, Bhattacharyya et Gopal, 2004) proposed the following control law:

$$P_2 = 0.002 \cdot T_3^2 + 2.256 \cdot T_3 - 0.17 \cdot T_7 + 4.9 \quad (4.25)$$

whereas Liao (Liao, Zhao et Jakobsen, 2000) suggested:

$$P_2 = (2.778 - 0.0157 \cdot T_7)T_3 + (0.381 \cdot T_7 + 9.34) \quad (4.26)$$

Figure 4.17 shows that the pressure thus calculated is higher than the one in our experimental law. Further simulations led us to propose the following control law for DX systems: T_3 in °C and P_2 in kPa:

$$P_2 = 1,13 \cdot T_3^4 - 1,71e^2 \cdot T_3^3 + 9,66e^3 \cdot T_3^2 - 2,41e^5 \cdot T_3 + 2,24e^6 \quad (4.27)$$

The imposed pressure thus obtained is higher than that in the experiment, but lower than the other laws (Figure 4.17).

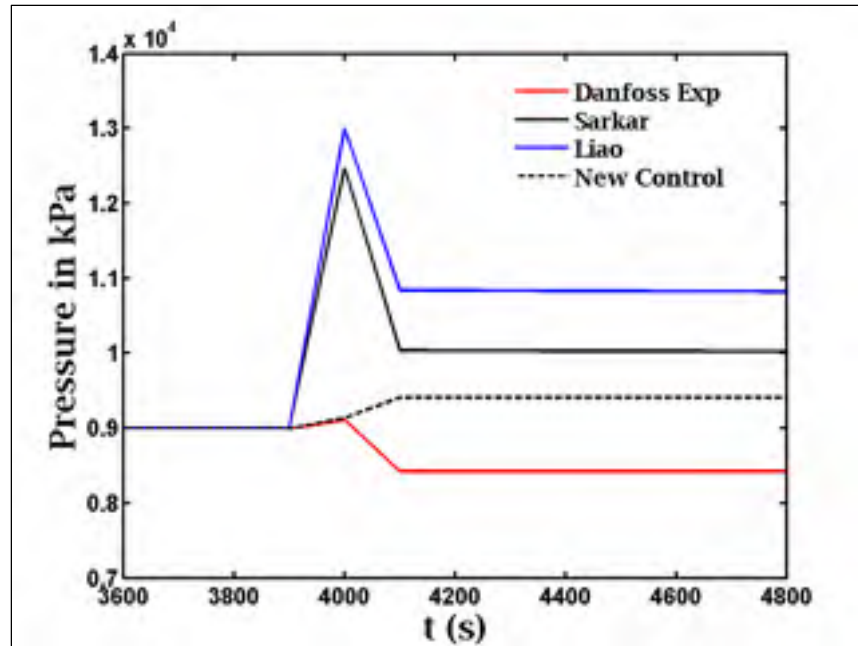
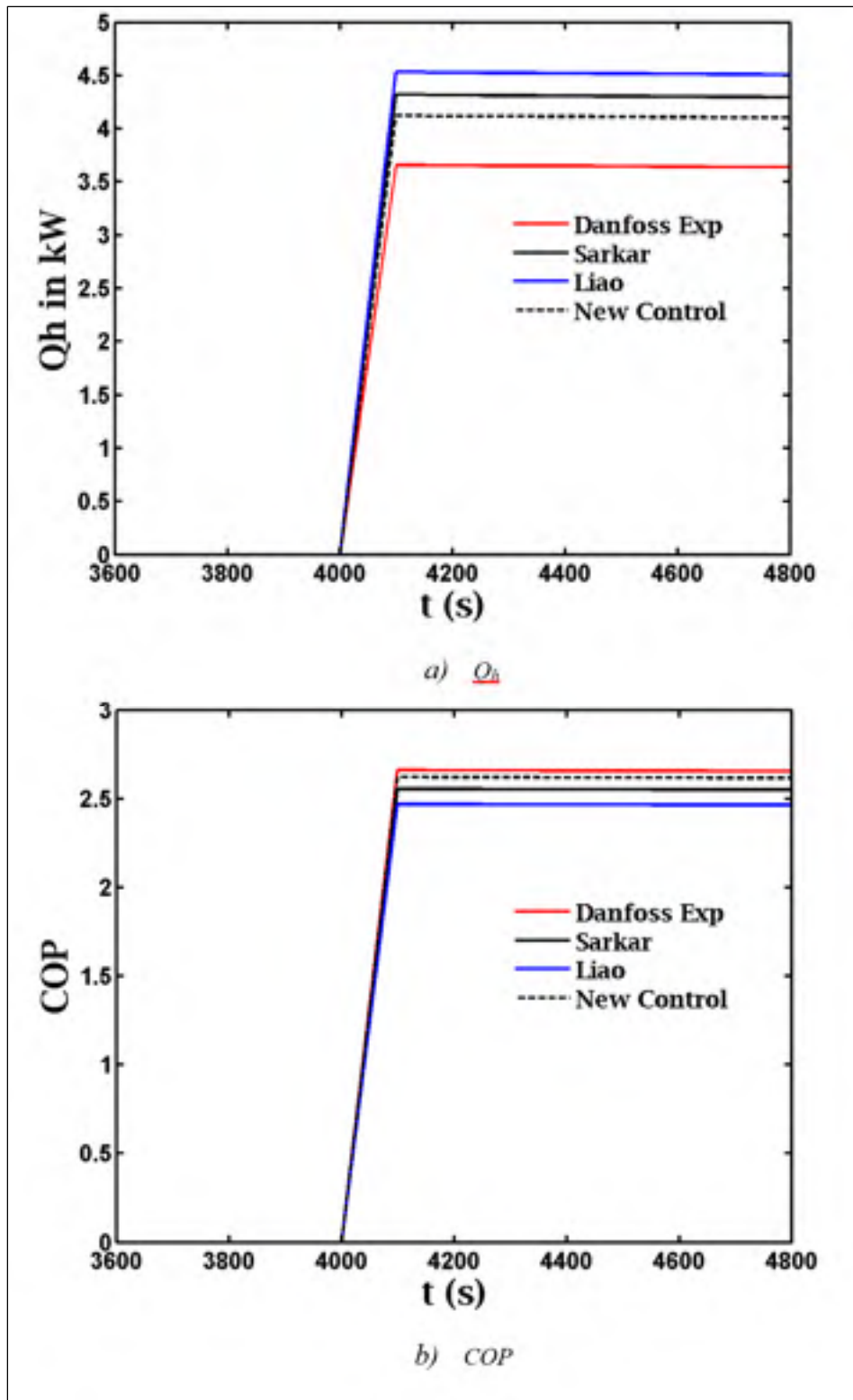


Figure 4.17 Pressure at the exit of the compressor of different control laws

The COP calculated with the experimental law is the best observed in the system (Figure 4.18). However, the correlation of Liao gives a greater Q_h , since the pressure in the gas cooler is higher.

It is interesting to note that correlation given by Eq. 4.27 provides the best compromise between COP and Q_h . The COP is lower by 1.5%, but Q_h is higher by 12.5%.

Figure 4.18 Q_h and COP for different control laws

4.5 Conclusion

The refrigerant used in geothermal heat pumps has a great influence on the energetic and environmental performance of these systems.

A transient model of a DX ground-source heat pump using Comsol Multiphysics was presented in heating mode with CO₂ as refrigerant. A comparison with experimental results is presented for four configurations, and the difference between the results from the model and those from the experiment is less than 10% for each case. After validation, the model was used to evaluate the influence of some parameters on the performance of the system. The first consisted in evaluating the impact of the intermediate heat exchanger; it was found that the COP increases when the flow rate of CO₂ in the intermediate heat exchanger increases. The second for its part consisted in evaluating the impact of the control law for the pressure at the exit of the compressor. A new control law was proposed, which increases the capacity of the system by 12.5%, but at the cost of a slightly lower COP of 1.5% to compare to the law use in the experiment in CANMET.

CONCLUSION

Une étude a été réalisée sur la modélisation et l'analyse d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe avec R22 et CO₂.

Les GCHP DX verticaux sont des technologies intéressantes pour le chauffage de l'eau chaude sanitaire ou pour le chauffage des habitations, mais elles sont peu utilisées ou étudiées. Le CO₂, quant à lui, est un gaz frigorigène utilisé très tôt dans l'histoire de la réfrigération, mais abandonné au profit des HCFC et HFC. Les problèmes causés par ceux-ci sur la couche d'ozone et sur le réchauffement climatique font du CO₂ un remplaceant intéressant pour l'évolution des technologies de chauffage et de climatisation. Un objectif a donc été tiré de cette problématique, développer une modélisation transitoire et une méthode d'analyse d'une PAC DX pouvant être utilisé pour le CO₂ pour permettre un meilleur développement de cette technologie

L'état de l'art a montré qu'une modélisation transitoire d'une GCHP DX au CO₂ vertical n'a jamais été réalisée précédemment. Ce modèle permettrait pourtant le développement d'une méthode d'analyse et faciliter le dimensionnement de cette technologie. Le problème majeur étant la modélisation du changement de phase dans l'échangeur réfrigérant-sol et du couplage des différents éléments de la pompe à chaleur.

Une méthodologie a été développée pour répondre à la problématique et un résultat sous forme de trois articles a été présenté.

Article #1: Modeling and Experimental Validation of a Transient Direct Expansion Geothermal Heat Exchanger

Article #1 : Modélisation et validation expérimentale d'un échangeur géothermique a expansion direct en transitoire

La première étape de cette étude a été la conception du modèle numérique transitoire de l'échangeur géothermique avec du R22 comme réfrigérant en mode évaporateur. La complexité de ce modèle réside dans le changement de phase et du couplage entre propriétés thermiques et hydrauliques résultant. Ce modèle prend en compte les équations de continuité, de mouvement et d'énergie en prenant comme hypothèse le modèle homogène pour l'écoulement diphasique. Une comparaison entre ce modèle et un banc d'essai a été réalisé pour permettre sa validation. Les résultats démontrent bien que ce modèle représente bien le changement de phase du réfrigérant dans l'échangeur en fonction du temps.

Suite à cette validation, une courte étude paramétrique a été réalisée pour analyser certains paramètres importants de l'échangeur de chaleur, tel que le débit massique de réfrigérant, la longueur de l'échangeur et l'angle d'inclinaison du puit géothermique. Les conclusions de cette étude sont :

- Un système de plusieurs puits de courte taille sera plus efficace qu'un seul puits profond.
- Pour un transfert de chaleur optimal dans le sol, une surchauffe faible est recommandée.
- Une inclinaison oblique sera meilleure pour le transfert de chaleur

Article #2: Modeling and Experimental Validation of a Transient Direct Expansion heat pump

Article #2 : Modélisation et validation expérimentale d'une pompe à chaleur géothermique a expansion direct en transitoire

Suite à la validation du modèle d'échangeur géothermique, la création du modèle globale au R22 pouvait être réalisé.

Le modèle d'échangeur avec l'eau, condenseur dans notre cas, avait déjà été réalisé précédemment. La plus grande complexité est le couplage des différents éléments en régime transitoire. Une méthode de couplage a été présentée qui permet de simuler le contrôle de la surchauffe à l'entrée du compresseur par la vanne de détente et ainsi représenter fidèlement la dynamique transitoire du système. Cette méthode a été comparé à un test de 24h qui a permis de la valider ce modèle avec une erreur inférieure à 10% sur les flux de chaleurs entrant et sortant. Cette différence est très bonne quand on prend en considération les incertitudes sur les corrélations dysphasiques utilisées dans la littérature. Ce modèle a été ensuite utilisé pour observer la réponse du sol sur un cycle « on/off » sur une durée de trois jours et une rapide étude paramétrique a été réalisé sur la géométrie l'échangeur géothermique. Cette étude a conclu que la longueur de l'échangeur a le plus grand impact sur la capacité de chauffage de la PAC mais un impact faible sur les performances (COP). Pour une meilleur extraction et performance, l'espacement entre les tubes de cuivre doit être maximisé sans autant augmenter le diamètre du puit géothermique.

Article #3: A transient model of a vertical direct expansion ground source heat pump with CO₂

Article #3 : Modèle transitoire d'une pompe à chaleur géothermique vertical avec CO₂.

Enfin, une fois un modèle classique de pompe à chaleur géothermique réalisé et validé, ce modèle a été adapté pour utiliser le CO₂ comme réfrigérant. Le cycle étant ici différents, la méthode de couplage doit elle aussi être modifiée. Le modèle se base sur un prototype de banc d'essai développé par Canmet ENERGY à Varennes avec un échangeur de chaleur

entre haute et basse pression. Ce modèle a été validé en comparant les profils de températures dans le sol et les flux de chaleur pour différents tests, avec ou sans échangeur de chaleur intermédiaire. Une étude paramétrique a suivi cette validation, les conclusions sont que :

- L'échangeur de chaleur intermédiaire doit être utilisé à 100% pour augmenter le COP.
- La loi de contrôle de la pression dans le refroidisseur à gaz proposé dans cet article donne la meilleure combinaison COP et Q_h .

Contribution scientifique de cette thèse

Cette thèse a permis la réalisation de deux modèles numériques transitoires qui permettent de faciliter l'analyse et le dimensionnement des pompes à chaleur géothermique DX. Trois articles différents définissent des critères d'optimisation pour obtenir le meilleur COP et Q_h en fonction du type de PAC DX.

Recommandations

Comme dit plus haut, ces modèles peuvent être utilisés dans une méthode de dimensionnement des puits géothermiques. Pour cela la première étape est de diminuer le temps de calcul du modèle, une piste pour cela serait l'utilisation d'un modèle neurale. En effet, en utilisant un modèle neural créé via une base de données de valeur produite par le modèle numérique complet (Fannou et al., 2014a; Rousseau et al., 2015b), on peut réduire le temps de calcul d'une manière importante (heure en seconde) tout en augmentant légèrement l'erreur. Une fois un modèle rapide réalisé, l'utilisation de méthode inverse pourrait permettre de dimensionner rapidement la longueur de puits nécessaire. Il faut noter ici que cette méthode nécessiterait la création préalable d'une banque de données importante de plusieurs variables (débit d'eau, type de compresseur, taille de la tuyauterie, etc...) pour permettre une adaptation en industrie.

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- 2009 *ASHRAE Handbook - Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- Austin, Brian T., et K. Sumathy. 2011. « Parametric study on the performance of a direct-expansion geothermal heat pump using carbon dioxide ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, n° 17-18, p. 3774-3782.
- Baskov, V. L., I. V. Kuraeva et V. S. Protopopov. 1977. « Heat transfer with the turbulent flow of a liquid at supercritical pressure in tubes under cooling conditions ». *High Temperature*, vol. 15, n° 1, p. 81-6.
- Veuillez sélectionner un type de document autre que « Generic » afin de faire afficher la référence bibliographique.
- Beauchamp, Benoit, Louis Lamarche et Stanislaw Kajl. 2013a. « A Numerical Model of a U-Tube Vertical Ground Heat Exchanger Used as an Evaporator ». *Journal of Energy and Power Engineering*, vol. 7, p. 237-249.
- Beauchamp, Benoit, Louis Lamarche et Stanislaw Kajl. 2013b. « A Numerical Model of a U-Tube Vertical Ground Heat Exchanger Used as an Evaporator ». *Journal of Energy and Power Engineering*, vol. 7, p. 237-249.
- Belzile, Patrick, Louis Lamarche et Daniel R. Rousse. 2016. « Semi-analytical model for geothermal borefields with independent inlet conditions ». *Geothermics*, vol. 60, p. 144-155.
- Bennett, Douglas L., et John C. Chen. 1980. « Forced convective boiling in vertical tubes for saturated pure components and binary mixtures ». *AIChE Journal*, vol. 26, n° 3, p. 454-461.
- Bergman, T.L., F.P. Incropera, D.P. DeWitt et A.S. Lavine. 2011. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Wiley.
- Brown, J. Steven, Yongchan Kim et Piotr A. Domanski. 2002. « Evaluation of carbon dioxide as R-22 substitute for residential air-conditioning ». In *ASHRAE Transactions 2002, June 22, 2002 - June 26, 2002*. (Honolulu, HI, United states) Vol. 108 PART 2, p. 954-963. Coll. « ASHRAE Transactions »: Amer. Soc. Heating, Ref. Air-Conditioning Eng. Inc.

- Capozza, Antonio, Michele De Carli et Angelo Zarrella. 2012. « Design of borehole heat exchangers for ground-source heat pumps: A literature review, methodology comparison and analysis on the penalty temperature ». *Energy and Buildings*, vol. 55, n° 0, p. 369-379.
- Cecchinato, Luca, Marco Corradi, Ezio Fornasieri et Lorenzo Zamboni. 2005. « Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: A comparison with the traditional solution ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, n° Compendex, p. 1250-1258.
- Chen, J. C. 1966. « Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow ». *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, vol. 5, n° 3, p. 322-329.
- Chen, Ying, et Junjie Gu. 2005. « The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, n° 8, p. 1238-1249.
- CNRC. « Conseil national de recherches Canada
». < <http://www.nrc-cnrc.gc.ca/fra/idp/irc/dcc/digest-construction-180.html> >.
- Dang, Chaobin, et Eiji Hihara. 2004a. « In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1. Experimental measurement ». In., 7 SPEC. ISS. Vol. 27, p. 736-747. Coll. « International Journal of Refrigeration »: Elsevier Ltd. < <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.04.018> >.
- Dang, Chaobin, et Eiji Hihara. 2004b. « In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 2. Comparison of numerical calculation with different turbulence models ». In., 7 SPEC. ISS. Vol. 27, p. 748-760. Coll. « International Journal of Refrigeration »: Elsevier Ltd. < <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.04.017> >.
- Dobson, Monte Keith. 1994. « Heat transfer and flow regimes during condensation in horizontal tubes ». Mechanical Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign. < <http://hdl.handle.net/2142/19113> >.
- Domanski, P. A., et C. J. L. Hermes. 2008. « An improved correlation for two-phase pressure drop of R-22 and R-410A in 180 return bends ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, n° 7, p. 793-800.
- « Dorin ». < <http://www.dorin.com/> >.
- Esen, Hikmet, et Mustafa Inalli. 2009. « Modelling of a vertical ground coupled heat pump system by using artificial neural networks ». *Expert Systems with Applications*, vol. 36, n° 7, p. 10229-10238.

- Eslami-Nejad, Parham, Mohamed Ouzzane et Zine Aidoun. 2014. « Modeling of a two-phase CO₂-filled vertical borehole for geothermal heat pump applications ». *Applied Energy*, vol. 114, p. 611-620.
- Fannou, Jean-Louis Comlan, Clément Rousseau, Louis Lamarche et Stanislaw Kajl. 2014a. « Modeling of a direct expansion geothermal heat pump using artificial neural networks ». *Energy and Buildings*, vol. 81, p. 381-390.
- Fannou, Jean-Louis Comlan, Clément Rousseau, Louis Lamarche et Stanislaw Kajl. 2015. « A comparative performance study of a direct expansion geothermal evaporator using R410A and R407C as refrigerant alternatives to R22 ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 82, p. 306-317.
- Fannou, Jean-Louis, Clément Rousseau, Louis Lamarche et Stanislaw Kajl. 2012. « Modeling And Analysis Of A Direct Expansion Geothermal Heat Pump (Dx): Part II- Modeling Of Water-Refrigerant Exchanger ». In *COMSOL Conference*. (Boston).
- Fannou, Jean-Louis, Clément Rousseau, Louis Lamarche et Stanislaw Kajl. 2014b. « Experimental analysis of a direct expansion geothermal heat pump in heating mode ». *Energy and Buildings*.
- Freund, E. A., et G. S. Whitlow. 1959. « Earth source heat pumps: characteristics, design, and operation ». *American Institute of Electrical Engineers -- Transactions -- Applications and Industry*, vol. 77, n° Part 2, 40, p. 540-550.
- Garcia-Valladares, O., C. D. Perez-Segarra et J. Rigola. 2004. « Numerical simulation of double-pipe condensers and evaporators ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 27, n° 6, p. 656-70.
- Garimella, S., et R. N. Christensen. 1995a. « Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Spirally Fluted Annuli: Part I—Hydrodynamics ». *Journal of Heat Transfer*, vol. 117, n° 1, p. 54-60.
- Garimella, S., et R. N. Christensen. 1995b. « Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Spirally Fluted Annuli: Part II—Heat Transfer ». *Journal of Heat Transfer*, vol. 117, n° 1, p. 61-68.
- « Geothermal heat pump manufacturing activities 2009 ». 2010. Washington, D.C. 20585.
- Gnielinski, V. 1975. « New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels ». *Forschung im Ingenieurwesen*, vol. 41, n° 1, p. 8.
- Goulburn, J. R., et J. Fearon. 1978. « Deep ground coil evaporators for heat pumps ». *Applied Energy*, vol. 4, n° 4, p. 293-313.

- Goulburn, J. R., et J. Fearon. 1983. « DOMESTIC HEAT PUMP WITH DEEP HOLE GROUND SOURCE EVAPORATOR ». *Applied Energy*, vol. 14, n° Compendex, p. 99-113.
- Halozan, Hermann. 2000. « Heat-pumping technologies Tehnologije toplotnih crpalk ». *Strojniski Vestnik/Journal of Mechanical Engineering*, vol. 46, n° 7, p. 445-453.
- Halozan, Hermann. 2011. « Ground-Source Heat Pumps - Overcoming Market and Technical Barriers ». n° IEA HEAT PUMP PROGRAMME.
- Hellstrom, G. 1991. « Ground heat storage, thermal analysis of duct storage systems, Part I theory ». University of Lund, Sweden.
- Hellström, Göran. 1991. *Ground heat storage: thermal analyses of duct storage systems*. Department of Mathematical Physics, Lund Univ.
- Hermes, Christian J. L., Claudio Melo et Cezar O. R. Negrao. 2008. « A numerical simulation model for plate-type, roll-bond evaporators ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, n° 2, p. 335-347.
- Hu, Haitao, Trygve Magne Eikevik, Petter Neksa, Armin Hafner, Guoliang Ding, Qingnan Huang et Jingjing Ye. 2016. « Performance analysis of an R744 ground source heat pump system with air-cooled and water-cooled gas coolers ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 63, p. 72-86.
- Hwang, Y. 1997. *Boiling heat transfer correlation for carbon dioxide* *International Conference on Heat Transfer Issues in Natural Refrigerants*. 81-95 p.
- Ishii, M. 1975. *Thermo-fluid dynamic theory of two-phase flow*. [Paris]: Eyrolles.
- Jia, X., C. P. Tso, P. K. Chia et P. Jolly. 1995. « Distributed model for prediction of the transient response of an evaporator ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 18, n° 5, p. 336-342.
- Jia, X., C. P. Tso, P. G. Jolly et Y. W. Wong. 1996. « Distributed study of air temperature inside a dry-expansion evaporator ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 16, n° 4, p. 305-311.
- Jia, X., C. P. Tso, P. Jolly et Y. W. Wong. 1999. « Distributed steady and dynamic modelling of dry-expansion evaporators ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 22, n° 2, p. 126-136.

- Jones, W. P., et B. E. Launder. 1972. « The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 15, n° 2, p. 301-314.
- Judge, John, et Reinhard Radermacher. 1997. « A heat exchanger model for mixtures and pure refrigerant cycle simulations ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 20, n° 4, p. 244-255.
- Jung, D. S., et R. Radermacher. 1989. « Prediction of pressure drop during horizontal annular flow boiling of pure and mixed refrigerants ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 32, n° 12, p. 2435-2446.
- Kim, Dong Eok, et Moo Hwan Kim. 2011. « Two layer heat transfer model for supercritical fluid flow in a vertical tube ». *Journal of Supercritical Fluids*, vol. 58, n° Compendex, p. 15-25.
- Koyama, Shigeru, Akio Miyara, Hiroshi Takamatsu et Tetsu Fujii. 1990. « Condensation heat transfer of binary refrigerant mixtures of R22 and R114 inside a horizontal tube with internal spiral grooves ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 13, n° 4, p. 256-263.
- Krasnoshchekov, E. A., I. V. Kuraeva et V. S. Protopopov. 1969. « LOCAL HEAT TRANSFER OF CARBON DIOXIDE AT SUPERCRITICAL PRESSURE UNDER COOLING CONDITIONS ». *High Temperature*, vol. 7, n° 5, p. 856-862.
- Lamarche, Louis. 2011. « Analytical g-function for inclined boreholes in ground-source heat pump systems ». *Geothermics*, vol. 40, n° 4, p. 241-249.
- Liao, S. M., et T. S. Zhao. 2002a. « Measurements of heat transfer coefficients from supercritical carbon dioxide flowing in horizontal mini/micro channels ». *Journal of Heat Transfer*, vol. 124, n° Compendex, p. 413-420.
- Liao, S. M., et T. S. Zhao. 2002b. « A numerical investigation of laminar convection of supercritical carbon dioxide in vertical mini-micro tubes ». *Progress in Computational Fluid Dynamics*, vol. 2, n° Compendex, p. 144-152.
- Liao, S. M., T. S. Zhao et A. Jakobsen. 2000. « A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 20, n° 9, p. 831-841.
- Lorentzen, Gustav. 1994. « Revival of carbon dioxide as a refrigerant ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 17, n° Compendex, p. 292-301.

- Minea, Vasile. 2007. « Integrated HVAC System with Direct Expansion Ground Source Heat Pumps ». In *REHVA World Congress*, (), 10 Jun 2007 - 14 Jun 2007. p. 1418. FINVAC.
- Muller-Steinhagen, H., et K. Heck. 1986. « A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes ». *Chemical Engineering and Processing*, vol. 20, n° 6, p. 297-308.
- Ndiaye, Demba. 2016. « Reliability and performance of direct-expansion ground-coupled heat pump systems: Issues and possible solutions ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 66, p. 802-814.
- Ndiaye, Demba, et Michel Bernier. 2010. « Dynamic model of a hermetic reciprocating compressor in on-off cycling operation (Abbreviation: Compressor dynamic model) ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, n° 8-9, p. 792-799.
- Pearson, A. 2005. « Carbon dioxide-new uses for an old refrigerant ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, n° Copyright 2006, IEE, p. 1140-8.
- Petrov, N. E., et V. N. Popov. 1985. « Heat transfer and resistance of carbon dioxide being cooled in the supercritical region ». *Thermal Engineering*, vol. 32, n° 3, p. 131-4.
- Pettersen, Jostein, et Gustav Lorentzen. 1993. « New, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 16, n° Compendex, p. 4-12.
- Pitla, Srinivas S., Eckhard A. Groll et Satish Ramadhyani. 2002. « New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO₂ ». In., 7 Vol. 25, p. 887-895. Coll. « International Journal of Refrigeration »: Elsevier Ltd. < [http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00098-6](http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00098-6) >.
- Richter, M. R., S. M. Song, J. M. Yin, M. H. Kim, C. W. Bullard et P. S. Hrnjak. 2003. « Experimental results of transcritical CO₂ heat pump for residential application ». *Energy*, vol. 28, n° Copyright 2004, IEE, p. 1005-19.
- Rousseau, Clément, Jean-Louis Comlan Fannou, Louis Lamarche, Mohamed Ouzzane et Stanislaw Kajt. 2015a. « Modeling and experimental validation of a transient direct expansion geothermal heat exchanger ». *Geothermics*, vol. 57, p. 95-103.
- Rousseau, Clément, Jean-Louis Comlan Fannou, Louis Lamarche, Stanislaw Kajt et Mohamed Ouzzane. 2015b. « Development of a Fast Design Method for Direct Expansion Geothermal Heat Pump in Heating Mode ». In *4th Annual International Conference on Sustainable Energy and Environmental*. (Singapor).

- Ruiz-Calvo, F., et C. Montagud. 2014. « Reference data sets for validating GSHP system models and analyzing performance parameters based on a five-year operation period ». *Geothermics*, vol. 51, p. 417-428.
- Saiz Jabardo, José Maria, et Enio Pedone Bandarra Filho. 2000. « Convective boiling of halocarbon refrigerants flowing in a horizontal copper tube – an experimental study ». *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 23, n° 3–4, p. 93-104.
- Sánchez, D., E. Torrella, R. Cabello et R. Llopis. 2010. « Influence of the superheat associated to a semihermetic compressor of a transcritical CO₂ refrigeration plant ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, n° 4, p. 302-309.
- Sarkar, J., Souvik Bhattacharyya et M. Ram Gopal. 2004. « Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 27, n° 8, p. 830-838.
- Sarkar, J., Souvik Bhattacharyya et M. Ramgopal. 2009. « A transcritical CO₂ heat pump for simultaneous water cooling and heating: Test results and model validation ». *International Journal of Energy Research*, vol. 33, n° Compendex, p. 100-109.
- Sarkar, J., Souvik Bhattacharyya et M. Ramgopal. 2010. « Performance of a transcritical CO₂ heat pump for simultaneous water cooling and heating ». *Proceedings of World Academy of Science, Engineering and Technology*, vol. 68, n° Compendex, p. 128-134.
- Sawalha, Samer. 2008. « Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part I: Modeling, simulation and optimization of two system solutions ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, n° 3, p. 516-524.
- Schlunder, E.U. 1984. *Heat exchanger design handbook. Supplement 1*. Medium: X; Size: Pages: 300 p.
- Self, Stuart J., Bale V. Reddy et Marc A. Rosen. « Geothermal heat pump systems: Status review and comparison with other heating options ». *Applied Energy*, n° 0.
- Self, Stuart J., Bale V. Reddy et Marc A. Rosen. 2013. « Geothermal heat pump systems: Status review and comparison with other heating options ». *Applied Energy*, vol. 101, n° 0, p. 341-348.
- Smith, G. S. 1956. « Intermittent ground grids for heat pumps ». *Heating, Piping and Air Conditioning*, vol. 28, n° 6, p. 127-133.
- Thome, John R., et Jean El Hajal. 2003. « Two-Phase Flow Pattern Map for Evaporation in Horizontal Tubes: Latest Version ». In., 6 Vol. 24, p. 3-10. Coll. « Heat Transfer Engineering »: Taylor and Francis Ltd.

UN. « The Montreal Protocol ».

Underwood, C. P. 2016. « 14 - Heat pump modelling A2 - Rees, Simon J ». In *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems*. p. 387-421. Woodhead Publishing. < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780081003114000145> >.

Van Der Kraan, M., M. M. W. Peeters, M. V. Fernandez Cid, G. F. Woerlee, W. J. T. Veugelers et G. J. Witkamp. 2005. « The influence of variable physical properties and buoyancy on heat exchanger design for near- and supercritical conditions ». *Journal of Supercritical Fluids*, vol. 34, n° Compendex, p. 99-105.

Vargas, J. V. C., et J. A. R. Parise. 1995. « Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 18, n° 4, p. 235-243.

Wang, Huajun, Qian Zhao, Juntao Wu, Bin Yang et Zhihao Chen. 2013. « Experimental investigation on the operation performance of a direct expansion ground source heat pump system for space heating ». *Energy and Buildings*, vol. 61, n° 0, p. 349-355.

Wang, Xiaotao, Chongfang Ma et Yuanwei Lu. 2009. « An experimental study of a direct expansion ground-coupled heat pump system in heating mode ». *International Journal of Energy Research*, vol. 33, n° 15, p. 1367-1383.

White, S. D., M. G. Yarrall, D. J. Cleland et R. A. Hedley. 2002. « Modelling the performance of a transcritical CO₂ heat pump for high temperature heating ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, n° Copyright 2002, IEE, p. 479-86.

Xiaotao, Wang, Ma Chongfang et Lu Yuanwei. 2009. « An experimental study of a direct expansion ground-coupled heat pump system in heating mode ». *International Journal of Energy Research*, vol. 33, n° Copyright 2010, The Institution of Engineering and Technology, p. 1367-83.

Yoon, Seok Ho, Ju Hyok Kim, Yun Wook Hwang, Mm Soo Kim, Kyoungdoug Min et Yongchan Kim. 2003. « Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 26, n° Compendex, p. 857-864.

Zurcher, O., J. R. Thome et D. Favrat. 1999. « Evaporation of Ammonia in a Smooth Horizontal Tube: Heat Transfer Measurements and Predictions ». *Journal of Heat Transfer*, vol. 121, n° 1, p. 89-101.